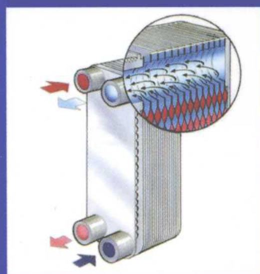
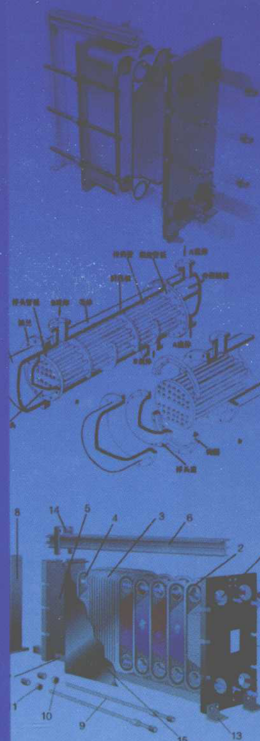

国际机械工程先进技术译丛



换热器设计技术

Fundamentals of Heat Exchanger Design



(美) 沙　拉 (Ramesh K. Shah)
塞库利克 (Dušan P. Sekulić) 著
程林 译


机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS





国际机械工程先进技术译丛

换热器设计技术

(美) 沙拉(Ramesh K. Shah)
塞库利克(Dušan P. Sekulić) 著

程林 译



机 械 工 业 出 版 社

换热器广泛应用于机械、动力、运输、空调、制冷、低温、热量回收、替代燃料和制造领域中，其性能的每一点提高都意味巨大的经济与社会效益。换热器设计是一个复杂而艰辛的过程，它不仅仅是确定一个或者多个可行的解决方案，还要求确定最可能的或接近最优的设计方案。本书详细介绍和应用传热学、流体力学、热力学和微积分学基础课程的基本概念，以拓展换热器理论基础。介绍和应用换热器设计技术，以解决工业实践中遇到的换热器实际问题。本书可作为热工基础理论知识与工业热工设计实践之间的纽带，适用于在职工程师和在校大学生研究生学习及工程应用。

Fundamentals of Heat Exchanger Design/Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulić.
p. cm.
ISBN:0-471-32171-0

图书在版编目（CIP）数据

换热器设计技术/（美）沙拉（Shah, R. K.），（美）塞库利克（Sekulić, D. P.）著；程林译，—北京：机械工业出版社，2010.1
（国际机械工程先进技术译丛）
Fundamentals of Heat Exchanger Design
ISBN 978-7-111-28881-7

Ⅰ. 换…　Ⅱ. ①沙…②塞…③程…　Ⅲ. 换热器—设计　Ⅳ. TK172

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2010）第 006700 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号　邮政编码 100037）
策划编辑：邝　鸥　责任编辑：申　伟　责任校对：陈立辉
封面设计：鞠　杨　责任印制：乔　宇
北京铭成印刷有限公司印刷
2010 年 4 月第 1 版第 1 次印刷
169mm × 239mm · 55.75 印张 · 1 插页 · 1054 千字
0001—3000 册
标准书号：ISBN 978-7-111-28881-7
定价：153.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换
电话服务
社服务中心：（010）88361066
销 售 一 部：（010）68326294
销 售 二 部：（010）88379649
读者服务部：（010）68993821
网络服务
门户网：http://www.cmpbook.com
教材网：http://www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版

译丛序言

一、制造技术长盛永恒

先进制造技术是20世纪80年代提出的，它由机械制造技术发展而来，通常可以认为它是将机械、电子、信息、材料、能源和管理等方面的技术进行交叉、融合和集成，综合应用于产品生命周期的制造全过程，包括市场需求、产品设计、工艺设计、加工装配、检测、销售、使用、维修、报废处理、回收利用等，以实现优质、敏捷、高效、低耗、清洁生产，快速响应市场的需求。因此，当前的先进制造技术是以产品为中心，以光机电一体化的机械制造技术为主体，以广义制造为手段，具有先进性和时代感。

制造技术是一个永恒的主题，与社会发展密切相关，是设想、概念、科学技术物化的基础和手段，是所有工业的支柱，是国家经济与国防实力的体现，是国家工业化的关键。现代制造技术是当前世界各国研究和发展的主题，特别是在市场经济高度发展的今天，它更占有十分重要的地位。

信息技术的发展并引入到制造技术，使制造技术产生了革命性的变化，出现了制造系统和制造科学。制造系统由物质流、能量流和信息流组成。物质流是本质，能量流是动力，信息流是控制。制造技术与系统论、方法论、信息论、控制论和协同论相结合就形成了新的制造学科。

制造技术的覆盖面极广，涉及机械、电子、计算机、冶金、建筑、水利、电子、运载、农业以及化学、物理学、材料学、管理科学等领域。各个行业都需要制造业的支持，制造技术既有普遍性、基础性的一面，又有特殊性、专业性的一面，制造技术既具有共性，又有个性。

我国的制造业涉及以下三方面的领域：

- 机械、电子制造业，包括机床、专用设备、交通运输工具、机械设备、电子通信设备、仪器等；
- 资源加工工业，包括石油化工、化学纤维、橡胶、塑料等；
- 轻纺工业，包括服装、纺织、皮革、印刷等。

目前世界先进制造技术沿着全球化、绿色化、高技术化、信息化、个性化和服务化、集群化六个方向发展，在加工技术上主要有超精密加工技术、纳米加工技术、数控加工技术、极限加工技术、绿色加工技术等，在制造模式上主要有自动化、集成化、柔性化、敏捷化、虚拟化、网络化、智能化、协作化和绿色化等。

二、图书交流源远流长

近年来，国际间的交流与合作对制造业领域的发展、技术进步及重大关键技术的突破起到了积极的促进作用，制造业科技人员需要及时了解国外相关技术领域的最新发展状况、成果取得情况及先进技术应用情况等。

必须看到，我国制造业与工业发达国家相比仍存在较大差距，因此必须加强原始创新，在实践中继承和创新，学习国外的先进制造技术和经验，引进消化吸收创新，提高自主创新能力，形成自己的创新体系。

国家、地区间的学术、技术交流已有很长的历史，可以追溯到唐朝甚至更远一些，唐玄奘去印度取经可以说是一次典型的图书交流佳话。图书资料是一种传统、永恒、有效的学术、技术交流方式，早在20世纪初期，我国清代学者严复就翻译了英国学者赫胥黎所著的《天演论》，其后学者周建人翻译了英国学者达尔文所著的《物种起源》，对我国自然科学的发展起到了很大的推动作用。

图书是一种信息载体，图书是一个海洋，虽然现在已有网络、光盘、计算机等信息传输和储存手段，但图书更具有广泛性、适应性、系统性、持久性和经济性，看书总比在计算机上看资料要方便习惯，不同层次的要求可以参考不同层次的图书，不同职业的人员可以参考不同类型的技术图书，同时它具有比较长期的参考价值和收藏价值。当然，技术图书的交流具有时间上的滞后性，不够及时，翻译的质量也是个关键问题，需要及时、快速、高质量的出版工作支持。

机械工业出版社希望能够在先进制造技术的引进、消化、吸收、创新方面为广大读者作出贡献，为我国的制造业科技人员引进、吸纳国外先进制造技术的出版资源，翻译出版国际上优秀的制造业先进技术著作，从而能够提升我国制造业的自主创新能力，引导和推进科研与实践水平的不断进步。

三、选择严谨质高面广

1）精品重点高质　本套丛书作为我社的精品重点书，在内容、编辑、装帧设计等方面追求高质量，力求为读者奉献一套高品质的丛书。

2）专家选择把关　本套丛书的选书、翻译工作均由国内相关专业的专家、教授、工程技术人员承担，充分保证了内容的先进性、适用性和翻译质量。

3）引纳地区广泛　主要从制造业比较发达的国家引进一系列先进制造技术图书，组成一套《国际机械工程先进技术译丛》。当然其他国家的优秀制造科技图书也在选择之内。

4）内容先进丰富　在内容上应具有先进性、经典性、广泛性，应能代表相关专业的技术前沿，对生产实践有较强的指导、借鉴作用。本套丛书尽量涵盖制造业各行业，例如机械、材料、能源等，既包括对传统技术的改进，又包括新的设计方法、制造工艺等技术。

5）读者层次面广　面对的读者对象主要是制造业企业、科研院所的专家、

研究人员和工程技术人员，高等院校的教师和学生，可以按照不同层次和水平要求各取所需。

四、衷心感谢不吝指教

首先要感谢许多积极热心支持出版《国际机械工程先进技术译丛》的专家学者，积极推荐国外相关优秀图书，仔细评审外文原版书，推荐评审和翻译的知名专家，特别要感谢承担翻译工作的译者，对各位专家学者所付出的辛勤劳动表示深切敬意，同时要感谢国外各家出版社版权工作人员的热心支持。

本套丛书希望能对广大读者的工作提供切实的帮助，欢迎广大读者不吝指教，提出宝贵意见和建议。

机械工业出版社

前　　言

过去25年中，换热器在节能、能量转换、能量回收，以及新能源利用领域的重要性日益增加。与此同时，这种重要性也随着人们对相关环境问题的关注而不断增加，例如热污染、空气污染、水污染以及废物处理等。换热器广泛应用于加工、动力、运输、空调、制冷、低温、热量回收、替代燃料和制造领域中，同时也是市场上诸多工业产品的关键部件。换热器以不同的方式阐述了热科学中大部分的基本原理，因此换热器是一个出色的载体，可用于评价和应用相关理论，并能够满足美国和其他国家大学生的学习要求。换热器制造技术和设计理论的发展已取得很多重要成就。有关换热器的书籍已出版了许多，参见本书最后所附“参考文献”。本书对换热器的设计和理论进行了深入探讨，能在掌握相关理论和设计方法并进而发挥创新性的过程中给学生和工程师提供全面支持。本书涉及多个行业用换热器的相关理论和设计知识，并不仅仅局限于某个行业，例如加工业，而是为读者提供一个更加宽广和深厚的基础。

本书旨在提供深层次的换热器热力学和水力学设计理论，该理论适用于单相换热的两种工质在稳态运行时所用的换热设备。作者在编写本书过程中，始终牢记三个目标：

1）介绍和应用传热学、流体力学、热力学和微积分学基础课程中所包含的概念，以拓展换热器设计理论。因此，本书可作为上述基础理论知识与工业热工设计实践之间的纽带。

2）介绍和应用换热器基本设计概念，以解决工业中遇到的换热器实际问题。重点放在基本概念的理解和应用上，同时更加强调分析，而少讲经验。

3）本书面向在职工程师和学生。因此，在很多章节中讲解得很细致，目的是为了将概念表达得更加清晰。书中前面的理论多采用常量和整体平均传热系数展开，同时为了便于工业应用，在文字和表格中给出了更多的数据。

为了能在一本书中以合理的篇幅给出关于换热器设计和分析的全面知识，作者略去了许多结论的详细推导过程，因为这些内容可以从高等对流传热教科书上找到。事实上，作者给出了一些基本的推导，然后再通过文字和简表给出全面的知识。

为确保工业用换热器功能的正常发挥，应该考虑换热元件的耦合和整个系统的设计。因此，一个好的设计者必须熟知整个系统以及单个元件的设计知识。基于作者三十多年来从事汽车和其他行业用紧凑式换热器的工业设计经验，以及二

十多年的教学经验，作者将在书中全面阐述元件设计与系统设计间的相互关系，以及工业需要和教学之间的关系。书中所述某些换热元件的设计细节也是基于作者多年来对换热器系统设计的经验而得到的。

事实上，在美国，换热器已经构建了一个数十亿美元的产业，超过300家公司正从事各种类型换热器的制造，因此选择一本入门教材是很困难的。本书所选用的素材重点放在四种基本类型换热器上：管壳式换热器、板式换热器、扩展表面式换热器以及蓄热式换热器。学习本课程所需基础知识包括本科阶段的流体力学、热力学和传热学。希望读者熟悉强迫对流的基本理论，以及传热系数、换热器效率和平均温差的基本概念。

本书第1章首先给出了各种类型换热器的详细分类。第2章则综述了换热器的设计方法。第3章对间壁式换热器热力设计的基本理论进行了介绍。第4章介绍了间壁式换热器设计的附加考虑因素。第5章介绍了蓄热式换热器的热设计理论。第6章介绍了压降分析的内容。第7章介绍了获得换热器传热表面的传热和流动阻力特性的方法及所需材料。第8章介绍了换热器设计过程中所需要的传热表面几何参数特性。第9章简要介绍了换热器设计程序。第10章给出了选择换热器管芯的构造及其表面几何尺寸的基本原则。第11章围绕换热器设计的热力学分析，包括换热器中温度分布的基础研究(一种评价换热器效率的启发式方法以及对换热器模拟、分析、优化具有重要意义的高级论题)。至此，所有章节均围绕换热器在稳态或周期性流动运行条件下的热力和水力设计展开。第12章和第13章则主要讲述紧凑式以及其他类型换热器的运行问题，主要包括由流体分布不均、结垢和腐蚀所引发的运行问题。书中例题均来自工业应用和课堂实践的成功案例，以便于将重要的概念及其应用阐述清楚。每章最后均附有大量的复习题和问答题。如果读者能够正确地回答复习题和求解问答题，那么他们肯定已经熟练掌握了书中的基本概念和材料。作者希望，读者在阅读本书之后，能够对换热器设计的复杂之处有深入的理解。

对于具体应用型换热器的热力设计，设计者需要在换热器的选型和参数的确定上(例如传热系数和摩擦因数)花费大量的脑力；而计算机辅助计算使得设计者在换热器尺寸确定及优化方面花费相对少的精力。因此，对于换热器基本概念的理解、设计、分析以及选型而言，除了第3章外，第7章、第9章和第10章也是非常重要的。

第11章到第13章所述内容与书中其他章节相比，学科交叉的特点显得更加突出，并以一种改进的教学方法呈现出来。尤其是在第11章中，广泛使用了理论模拟法。读者可以完成一系列例题和问答题的练习，这些题目拓展了本书主体材料所涵盖内容的宽度和深度。在第11章中，大量例题和习题需要进行理论推导和详细分析，而不是通过仅套用公式和给出计算数值的例题来阐述某个论题。

这些复杂的论题需要用更多的方式来理解相关术语，很难用常规途径解决，因此需要用更加创新性的方法来求解这些难题。

本书涉及内容广泛，包括在两种介质单相对流换热的间壁式换热器中多个与设计相关的内容以及存在的问题。对于一侧流体发生冷凝和蒸发的换热器而言，只要蒸发侧或冷凝侧热阻较小或者另一侧流体传热系数可视为常数，那么书中所述设计方法依然可行。由于问题复杂以及本书篇幅限制，下列换热器的设计理论不在本书讨论范围之内：两相流和多相流换热器（例如冷凝器和蒸发器），直接接触式换热器（例如加湿器、除湿器和冷水塔），以及多种流体（三种及三种以上）和多股流换热器。换热器的机械设计、构造方法以及制造工艺也不在本书讨论范围之内。

第二次世界大战以来，M. Jakob，D. Q. Kern，W. M. Kays 和 A. L. London 出版过的关于换热器设计和分析的书籍被公认为是最好的、最全面的教科书。在过去三十几年里，也有很多关于换热器的书籍面世，作者在本书最后的参考文献中进行了归纳。

作者长期从事高年级本科生和研究生的换热器设计、传热学、热系统设计及优化方面的教学工作，这本书正是由作者的讲稿总结而成。在纽约州立大学布法罗分校（the State University of New York at Buffalo）和南斯拉夫诺维萨德大学（University of Novi Sad）都曾开设过这些课程。在过去的 15 年（或更多）中，本书第一作者的讲稿被许多大学教授用作讲义，包括迈阿密大学（University of Miami）S. Kakac 教授，伦斯勒理工大学（Rensselaer Polytechnic University）A. E. Bergles 教授和 R. N. Smith 教授，曼彻斯特工学院（Rochester Institute of Technology）S. G. Kandlikar 教授，莱斯大学（Rice University）Y. Bayazitoglu 教授，田纳西大学空间中心（University of Tennessee Space Center）R. Schultz 博士，德州大学阿灵顿分校（University of Texas at Arlington）A. Haji-Sheikh 教授，辛辛那提大学（University of Cincinnati）R. M. Manglik 教授，东北大学（Northeastern University）Yaman Yener 教授，北卡罗莱纳农工州立大学（North Carolina A&T State University）Lonnie Sharpe 教授，奥本大学（Auburn University）Peter Jones 博士，南卫理公会大学（Southern Methodist University）Donald Price 博士，田纳西州立大学（University of Tennessee）Edward Keshock 教授，以及冈再伽大学（Gonzaga University）A. Aziz 教授。另外，这些讲义有时也被美国其他大学以及国外院校所采用。马凯特大学（Marquette University）和肯塔基大学（University of Kentucky）将第二作者的讲稿用作本科生和研究生的课程讲义。

本书第一作者对 Delphi 公司（前身是美国通用汽车公司）Harrison 热系统部门的管理人员表示诚挚的感谢，他们长期以来为作者提供了多方面的帮助。第二作者对诺维萨德大学工程系的同事们和朋友们长久以来的支持表示感谢，对近期马

凯特大学和肯塔基大学的鼎力帮助表示感谢。作者也对肯塔基大学工程学院的帮助表示感谢，他们协助编辑本书的前五章和后三章。特别感谢 Messrs. Dale Hall 和 Mack Mosley 在编辑第 5 章的图表和文字中所做的辛勤工作和认真校对。

第一作者对斯坦福大学(Stanford University) A. L. London 教授致以深深的谢意，正是 A. L. London 教授传授给作者换热器的基础知识。在作者的职业生涯尤其是本书的编纂整理过程中，A. L. London 教授给予了大量的启发与不懈的支持。第一作者对迈阿密大学 Sadik Kakac 教授，以及宾夕法尼亚州立大学 Ralph Webb 教授所提供的支持、鼓励及其亲自参与和换热器相关的活动表示衷心感谢。第二作者对他的同事、朋友——诺维萨德大学 B. S. Baclic 教授表示衷心的感谢，多年来他们携手工作，一起教授与换热器设计理论相关的课程。肯塔基大学 R. Gregory 博士和第二作者曾展开过大量的讨论，他们不仅讨论了某一个技术论题应包括的内容，更重要的是讨论了如何向读者阐述这些内容，所有这些对解决大量难题是至关重要的。同时，洛斯阿拉莫斯国家实验室 Frederick Edeskuty 博士和马凯特大学 Richard Gaggioli 教授所提供的不懈支持，对第二作者努力在大西洋两岸传授交流自己的学术经验而言是无比重要的。感谢佐治亚理工学院 P. V. Kadaba 教授和 ABB Alstom 空气预热器公司的 James Seebald，他们对整本手稿进行了校核并提出了大量宝贵意见。感谢 Delphi 公司 Harrison 热系统部门的 M. S. Bhatti 博士，他校核了本书第 1 章至第 6 章。感谢比亚威斯托克理工大学(Bialystok Technical University) T. Skiepko 博士，他校核了本书第 5 章，并提出了建设性的意见。此外，诸多学生(数目众多,在此不一一列举)长期以来也为本书的编纂提供了很多建设性的反馈意见，特此致谢。

最后，两位作者必须对他们妻子——Rekha 和 Gorana，他们的孩子们——Nilay Shah、Nirav Shah、Visnja Sekulic 和 Aleksandar Sekulic 在本书编辑过程中的出色表现致以深切的谢意。她们无微不至的关怀、情感上的支持、协助以及理解是作者完成本书的动力源泉。

欢迎广大读者批评指正。

Ramesh K. Shah

Dušan P. Sekulić

符号说明[⊖]

为满足不同需要，每个符号所表示的量都是以国标单位制和英制两种单位表示。需要注意的是，秒和小时均可用作英制中的时间单位，因此有时候需要根据具体场合，在量纲为一的量中以 3600 为转化系数。

A　直接式换热器(间壁式)中指单侧总传热面积(包含一次传热面积和二次传热面积)；蓄热式换热器中指所有传热单元的总表面积，m^2，ft^2

A_c　换热器冷流体侧的总传热面积(包含一次传热面积和二次传热面积)，m^2，ft^2

A_{eff}　扩展表面式换热器的单侧有效传热面积[由式(4.167)定义]，m^2，ft^2

A_f　换热器单侧的翅片或扩展面面积，m^2，ft^2

A_{fr}　换热器单侧的正面或迎面面积，m^2，ft^2

$A_{fr,t}$　管束所占据的窗口面积，m^2，ft^2

$A_{fr,w}$　总的窗口面积，m^2，ft^2

A_h　换热器热流体侧的总传热面积(包含一次传热面积和二次传热面积)，m^2，ft^2

A_k　4.3 节中翅片导热的横截面积($A_{k,o}$是翅片根部的 A_k)，m^2，ft^2

A_k　5.4 节中纵向导热的总壁面横截面积[如果出现下标 c,h 和 t,则它们分别代表蓄热式换热器的冷侧、热侧和全部(热侧+冷侧)]，m^2，ft^2

A_k^*　C_{min}侧的 A_k 和 C_{max}侧的 A_k 之比[见式(5.117)]，量纲为一

A_0　换热器一侧的最小流通面积(或开放面积)；第 3 章中特指管式换热器的管外侧传热面积，m^2，ft^2

$A_{o,bp}$　单个折流板的旁通面积，m^2，ft^2

$A_{o,cr}$　管壳式换热器中一个交叉流段在壳体中心线或靠近壳体中心线处的流通面积，m^2，ft^2

$A_{o,sb}$　壳体与折流板间的泄漏面积，m^2，ft^2

$A_{o,tb}$　管束与折流板间的泄漏面积，m^2，ft^2

$A_{o,w}$　窗口区的流通面积，m^2，ft^2

A_p　换热器一侧的主换热面积，m^2，ft^2

⊖　除非特别说明，否则符号表中的蓄热式换热器的传热单元既可以是旋转的也可以是固定的。

A_w　从热流体到冷流体的总热传导壁面面积，或者是横向导热的总壁面面积（在传热单元壁面厚度方向上），m², ft²

a　长方形截面的短边（除非另有说明），m，ft

a　V形波纹板的跨距（见图7.28），m，ft

B　薄翅片所允许的端部损失参数，h_e/mk_f，量纲为一

Bi　毕渥数，对于翅片分析 $Bi = h(\delta/2)/k_f$，对于换热器分析 $Bi = h(\delta/2)/k_w$，量纲为一

b　板翅式换热器中的两板片之间的距离[见图8.7中的 b_1 或 b_2（流体1或流体2侧的 b）]，m，ft

b　矩形截面的长边（除非特别说明），m，ft

$\mathscr{C}$　特指的货币单位（代替美元 \$，英镑£ 等）

C　流体的热容量，下标可以是 c 或 h，$\dot{m}c_p$，W/K，Btu/(h·℉)

C　修正系数，常用下标 c，h，min 或 max，量纲为一

C　单位费用，$\mathscr{C}$/J($\mathscr{C}$/Btu)，$\mathscr{C}$/kg($\mathscr{C}$/lbm)，$\mathscr{C}$/kW[$\mathscr{C}$/(Btu/h)]，$\mathscr{C}$/(kW·a)($\mathscr{C}$/Btu 以年为基数)，$\mathscr{C}$/m²($\mathscr{C}$/ft²)

C　年费用，$\mathscr{C}$/a

C^*　热容量比，等于 C_{min}/C_{max}，量纲为一

$\overline{C}$　流体热容，M_{c_p}，C_{τ_d}，W·s/K，Btu/℉

C_D　阻力系数，等于 $\Delta p/(\rho u_\infty^2/2g_c)$，量纲为一

C_{max}　C_c 和 C_h 中的最大者，W/K，Btu/(h·℉)

C_{min}　C_c 和 C_h 中的最小者，W/K，Btu/(h·℉)

C_{ms}　不均匀分布的流体的热容量，W/K，Btu/(h·℉)

C_r　蓄热式换热器的热容量，等于 $M_w c_w N$ 或者 $M_w c_w/P_t$（对冷侧和热侧传热单元的热容量为 $C_{r,c}$ 和 $C_{r,h}$，见方程5.7，），W/K，Btu/hr·℉

C_r^*　总传热单元热容量之比，等于 C_r/C_{min}，$C_{r,h}^* = C_{rh}/C_h$，$C_{r,c}^* = C_{rc}/C_c$，量纲为一

$\overline{C}_r$　总传热单元的壁面热容，$M_w c_w$ 或者 $C_r P_t$，W·s/K，Btu/℉

$\overline{C}_r^*$　$\overline{C}_r$ 与 $\overline{C}_{min}$ 之比，量纲为一

C_{UA}　单位热尺寸的成本（见图10.13和附录D），$\mathscr{C}$/(W/K)

C_{us}　均匀流体的热容量，W/K，Btu/(hr·℉)

C_w　传热单元的热容量，同 C_r，W/K，Btu/(h·℉)

$\overline{C}_w$　间壁式换热器总壁面热容，$M_w c_w$，W·s/K，Btu/℉

$\overline{C}_w^*$　$\overline{C}_w$ 与 $\overline{C}_{min}$ 之比，量纲为一

CF　清洁度因子，U_f/U_c，量纲为一

c 固体比热容，J/(kg·K)，Btu/(lbm·℉)

c 年运行费用百分比，量纲为一

c_p 流体的质量定压热容，J/(kg·K)，Btu/(lbm·℉)

c_w 壁面材料的比热容，J/(kg·K)，Btu/(lbm·℉)

$\mathscr{D}$ 㶲损率，W，Btu/h

D_{baffle} 折流板直径，m，ft

D_{ctl} 最外圈换热管中心连线所在圆直径，$D_{\text{otl}} - d_o$，m，ft

D_h 流动通道的水力直径，$4r_h$，等于$4A_o/P$，$4A_oL/A$，或者是$4\sigma/\alpha$，m，ft

$D_{h,w}$ 窗口处的水力直径，m，ft

D_{otl} 最外圈换热管所在圆的直径(见图8.9)，m，ft

D_p 板式换热器中的端口或集管直径，m，ft

D_s 壳体内径，m，ft

d 微分符号

d_c 管翅式换热器的翅片直径，$d_o + 2\delta$，m，ft

d_e 盘形翅片的末端直径，m，ft

d_i 管内径，m，ft

d_o 管(栓)外径，翅片管在管膨胀后翅片根部的管外径，m，ft

d_w 金属线直径，m，ft

d_1 折流板上的管孔直径，m，ft

$\mathscr{E}$ 㶲流率，W，Btu/h

E 能量，J，Btu

E 第13章中指活化能[见式(13.12)]，J/(kg·mol)，Btu/(lbm·mol)

E 单位换热面积的流体泵功，$\dot{m}\Delta p/\rho A$，W/m^2，hp/ft^2

Eu 每排管的平均欧拉数，$\Delta p/(\rho u_m^2 N_r/2g_c)$或者$\Delta p/(G^2 N_r/2g_c\rho)$，量纲为一

e 表面粗糙度，m，ft

e^+ 粗糙度雷诺数，eu^*/ν，量纲为一

F 对数平均温差修正系数，[由式(3.183)定义]，量纲为一

f 范宁阻力系数，$\tau_w/(\rho u_m^2/2g_c)$或者$\Delta p\rho g_c D_h/(2LG^2)$，量纲为一

f_D 达希阻力系数，等于$4f$，量纲为一

f_{tb} 交叉流中每根管的行平均范宁阻力系数，用于第七章，$\Delta p/(4G^2 N_r/2\rho g_c)$，$Eu/4$，量纲为一

G 最小自由面积处的流体质量流量，$\dot{m}/A_o$(在管壳式换热器中，管束的交叉流截面上用$A_{o,c}$代替A_o)，kg/(m^2·s)，lbm/(h·ft^2)

Gr 格鲁晓夫数[由式(7.159)定义]，量纲为一

Gz 格里茨数，$\dot{m}c_p/kL$[见式(7.39)和式(12.53)]，量纲为一

Gz_x 局部格里茨数，$\dot{m}c_p/kx$，量纲为一

g 重力加速度，m/s^2，ft/s^2

g_c 牛顿第二运动定律中的比例常数，国际单位制中 $g_c=1$，量纲为一；英制中，$g_c=32.174lbm\cdot ft/(lbf\cdot s^2)$

H 压头或者是速度压头，m，ft

H 流体焓，J，Btu

$\dot{H}$ 焓流量，用于第11章，W，Btu/h

Hg 哈根数，由式(7.23)定义，量纲为一

Θ 轴向或者外围壁面热流量恒定且外围壁面温度也恒定时的热边界条件，只适用于圆管、平行平板以及对称加热时的同心圆管。

$H1$ 恒外围壁面温度、恒轴向热流量条件下的热边界条件

$H2$ 恒外围壁面热流量、恒轴向热流量条件下的热边界条件

h 传热系数[由式(7.11)和式(7.12)定义]，$W/(m^2\cdot K)$，$Btu/(h\cdot ft^2\cdot {}^\circ F)$

h 比焓，J/kg，Btu/lbm

h_e 翅片末端传热系数，$W/(m^2\cdot K)$，$Btu/(h\cdot ft^2\cdot {}^\circ F)$

h_{lg} 相变比焓，J/kg，Btu/lbm

$\dot{I}_{irr}$ 不可逆损失率(由表11.3定义)，W，Btu/h

$I_n(\cdot)$ 第一类 n 阶修正贝塞尔函数

i_j 流动方向符号，$i_j=+1$ 或 -1，$j=1$ 或 2 代表流体，量纲为一

J 机械能和热能的换算系数，国际单位制中 $J=1$，量纲为一；英制中，$J=778.163lbf\cdot ft/Btu$

J_i Bell-Delaware 方法中壳侧传热系数的修正因子[见式(9.50)]，在折流板缺口或板间时，$i=c$；考虑折流板泄漏影响(包括壳体与折流板间的泄漏和管束与折流板间的泄漏)时，$i=l$；考虑管束旁路流动(C 和 F 流)时，$i=b$；考虑进、出口段折流板间距变化时，$i=s$；层流流动中出现逆温度梯度时，$i=r$，量纲为一

j Colburn 因子，等于 $St\,Pr^{2/3}$ 或者 $(h/Gc_p)Pr^{2/3}$，量纲为一

K 压力损失系数，$\Delta p/(\rho u_m^2/2g_c)$；下标：$b$ 代表圆形弯头，s 代表斜弯头，第6章中 v 代表螺纹阀门，第12章中 br 代表支管，量纲为一

$K(\infty)$ 完全发展的流动压降增加数(见表7.2的定义)，量纲为一

K_c 流体在换热器入口处的收缩损失系数，量纲为一

K_e 流体在换热器出口处的扩张损失系数，量纲为一

$K_n(\cdot)$ 第二类 n 阶修正的贝塞尔函数

k 如果没有下标就代表流体的热导率，$W/(m\cdot K)$，$Btu/(h\cdot ft\cdot {}^\circ F)$

k_f　第4章中代表翅片材料的热导率，第13章中代表污垢的热导率，W/(m·K)，Btu/(h·ft·°F)

k_w　壁面材料的热导率，W/(m·K)，Btu/(h·ft·°F)

L　换热器一侧的流体流动(核心)长度，m，ft

L_f　换热器一侧的翅片流流动长度，m，ft

L_h　板式换热器中用于传热计算的板长(如图7.28定义)，m，ft

L_p　板式换热器中用于压降计算的板长(如图7.28定义)，m，ft

L_1　双流体换热器中流体1的流动(核心)长度，m，ft

L_2　双流体换热器中流体2的流动(核心)长度，m，ft

L_3　双流体换热器的非流动方向上的高度(堆砌高度)，m，ft

L_q　Lévêque数，由式(7.41)定义，量纲为一

l　从主换热面到翅片末端或对称加热时从主换热面到两板片间中点的热传导翅片高度或者翅片长度；对于单个翅片管$l=(d_e-d_o)/2$，l的这个含义只在翅片分析或者定义η_f时才会用到，m，ft

l_c　折流板缺口长度，从折流板顶端到壳体内壁的距离(见图8.9)，m，ft

l_{ef}　主边界层扰动间的有效流动长度，中断之间的距离，m，ft

l_s　交错翅片中的翅片长度，m，ft

l^*　中断之间的流动长度，$l_{ef}/(D_h\cdot Re\cdot Pr)$，量纲为一

l_c^*　折流板缺口，l_c/D_s，量纲为一

M　气体的摩尔质量，kg/kmol，lbm/lb mole

M_A　第13章中表示每单位换热面积上的污垢的质量，m/A，kg/m^2，lbm/ft^2

M_w　换热器芯体的质量或者是蓄热式换热器中所有的传热单元的总质量，kg，lbm

m　翅片参数[由式(4.62)和式(4.65)定义，其他定义见表4.5]，1/m，1/ft

m　控制体积中流体或物体的质量，kg，lbm

$\dot{m}$　流体质量流量，$\rho u_m A_o$，kg/s，lbm/h

$\dot{m}_n$　第12章中指标准流道中流体的质量流量，kg/s，lbm/h

N　在总流动分布不均换热器中的子换热器数目，或者流程间不均匀时不同尺寸/形状的通道的数目，在第12章中使用

N　旋转蓄热式换热器的旋转速度，r/s，r/min

N_b　带板式折流板的管壳式换热器中折流板的数量

N_c　板式换热器中的流体通道数

N_f　在翅片节距方向上，单位长度上的翅片数目，1/m，1/ft

N_p 双流体换热器中流体 1 的通道数

N_p 在管壳式换热器中，穿过管束区平行于交叉流的流程分隔通道的数量

N'_p 板翅式换热器中分隔板的数量，管壳式换热器中的流程分隔通道的数量

N_r 流动方向上的管排数

$N_{r,c}$ 流体交叉流过一个折流板区所经过的有效管排数，等于 $N_{r,cc}+N_{r,cw}$

$N_{r,cc}$ 流体交叉流过一个交叉流区所经过的有效管排数（折流板顶端之间）

$N_{r,cw}$ 流体交叉流过一个换热器弓形折流板窗口所经过的有效管排数

N_t 换热器中的总管数，管板上孔的总数，或者是板式换热器中的总板数

$N_{t,b}$ 穿过一块弓形折流板的总管数

$N_{t,c}$ 在管束中心线截面上的总管数

$N_{t,p}$ 每个流程的管数

$N_{t,w}$ 窗口区域的管数

N'_t 指定管排中的管数

NTU 换热器传热单元数，$UA/C_{\min}$［由式(3.59)~式(3.64)定义］，在多流程单元中代表总的传热单元数，量纲为一

NTU_1 基于流体 1 热容量的换热器传热单元数，UA/C_1，类似地，$NTU_2=UA/C_2$，量纲为一

NTU_c 基于 C_c 的换热器传热单元数，UA/C_c，量纲为一

NTU_h 基于 C_h 的换热器传热单元数，UA/C_h，量纲为一

NTU_o 蓄热式换热器的修正后的传热单元数［由式(5.48)定义］，量纲为一

NTU^* 最大熵产时的传热单元数，量纲为一

Nu 努谢尔特数［由式(7.26)和式(7.27)定义］，量纲为一

n，n_p 换热器中的流程数

n_c 一个蓄热单元的单位迎面面积上元件的数量，$1/m^2$，$1/ft^2$

n_f 扩展表面换热器中，一个流体侧的翅片总数

n_t 每一个流程中的管数

ntu_c 基于冷流体侧的传热单元数，$(\eta_o hA)_c/C_c$，量纲为一

$ntu^*_{\cos t}$ ntu 的折算值［由式(12.44)定义］，量纲为一

ntu_h 基于热流体侧的传热单元数，$(\eta_o hA)_h/C_h$，量纲为一

$\mathscr{P}$ 流体的泵功，$\dot{m}\Delta p/\rho$，W，hp

P 一种流体的温度效率［由式(3.96)和(3.97)定义］，量纲为一

P 换热器流程中一种流体的湿周，$P=A/L=A_{fr}\beta$，m，ft

$\mathscr{P}$ 沉淀可能性函数，量纲为一

P_c 冷气体流动周期，冷气流在蓄热单元上或蓄热单元在冷气流中的停留

时间，在第5章中用到，s

P_h　热气体流动周期，热气流在蓄热单元上或蓄热单元在热气流中的停留时间，在第5章中用到，s

P_r　在蓄热单元固定的蓄热式换热器中，从冷流体到热流体的转换周期，反之亦然，在第5章中用到，s

P_t　蓄热式换热器中两次连续加热（或冷却）过程的总时间间隔，在第5章中用到，$P_t = P_h + P_c + P_r \approx P_h + P_c$，s

Pe　贝克莱数，$Re \cdot Pr$，量纲为一

Pr　普朗特数，等于$\mu c_p/k$或$u_m D_h/\alpha$，量纲为一

p　流体静压力，Pa，lbf/ft^2(psf)或者lbf/in^2(psi)

p　蓄热单元的空隙率，等于蓄热单元的空体积和总体积的比值，$r_h\beta$，量纲为一

p^*　冷流体入口压力与热流体入口压力之比，$p_{c,i}/p_{h,i}$，量纲为一

p_d　翅片深度，顶端到底端之间的距离，不包括翅片厚度（见图7.30），m，ft

p_f　翅片节距，$1/N_f$，m，ft

p_t　管间距，管子中心线之间的距离，m，ft

Δp　换热器芯体中一侧流体的静压降[见式(6.28)]，Pa，psf(psi)

Δp^*　等于$\Delta p/(\rho u_m^2/2g_c)$，量纲为一

Δp_b　管弯头引起的流体静压降，Pa，psf(psi)

$\Delta p_{b,i}$　在两折流板之间的理想交叉流区的流体静压降，Pa，psf(psi)

Δp_c　折流板两端之间的管束中心区的流体静压降，Pa，psf(psi)

Δp_{gain}　由于流程间流动不均匀所造成的压降减小[由式(12.36)定义]，Pa，psf(psi)

Δp_s　壳侧压降，Pa，psf(psi)

$\Delta p_{w,j}$　理想折流板窗口区的流体静压降，Pa，psf(psi)

Q　一定时间内的换热量，J，Btu

q　换热器内总的或者局部（根据需要）的换热量，或者是热负荷，W，Btu/h

q^*　标准化的换热量，$q/[(\dot{m}c_p)(T_{2,i} - T_{1,i})]$，量纲为一

q'　单位长度的换热量，q/L，W/m，Btu/(h·ft)

q''　热流量，单位面积上的换热量，q/A，W/m^2，$Btu/(h \cdot ft^2)$

q_e　通过翅片末端的换热量，W，Btu/h

q_0　翅片基部的换热量，W，Btu/h

q_{max}　逆流换热器中，热力学意义上最大可能的换热量，见式(3.42)，也是

穿过翅片基部的最大可能换热量，见式(4.130)，W，Btu/h

$\mathfrak{R}$　通用气体常数，8.3143kJ/(kmol·K)，1545.33lbf·ft/(lb mole·°R)

R　热容量比[由式(3.105)和式(3.106)定义]，量纲为一

R　基于换热面 A 的热阻，$R=1/UA=$ 双流体换热器中的总热阻，$R_h=1/(hA)_h=$ 热侧薄膜热阻(流体和壁面之间)，R_c 为冷侧薄膜热阻，R_f 为污垢热阻，R_w 为壁面热阻[见式(3.24)后的定义]，K/W，h·°F/Btu

$\hat{R}$　单位热阻，$\hat{R}=RA=1/U$，$\hat{R}_h=1/(\eta_o h)_h$，$\hat{R}_c=1/(\eta_o h)_c$，$\hat{R}_w=\delta_w/A_w$，m^2·K/W，h·ft^2·°F/Btu

R^*　C_{min}侧对 C_{max}侧的热阻之比，$1/(\eta_o hA)^*$，在第5章里，也是热与冷的流体的折算时间之比，Π_h/Π_c，量纲为一

R^*　用平面或光管“内”表面热阻[$1/(hA_{i,p})$]标准化(精确公式见表10.5)的强化(若是平面则用下标P标出)“外”表面的总热阻(壁面、污垢和对流热阻)(见表10.5的显式方程)，量纲为一

$\tilde{R}$　针对特定气体的气体常数，$\mathfrak{R}/M$，J/(kg·K)，lbf·ft/(lbm·°R)

$\hat{R}_f$　污垢系数或污垢单位热阻(污垢热阻)，等于 $1/h_f$，m^2·K/W，h·ft^2·°F/Btu

R_i　Bell-Delaware 方法中的压降修正系数，$i=b$ 代表管束的旁通影响(C流)，$i=\ell$代表折流板泄漏的影响(A和E流)，$i=s$ 代表进、出口折流板间距不同的影响，量纲为一

Ra　瑞利数[由式(7.160)定义]，量纲为一

Re　基于水力直径的雷诺数，GD_h/μ，量纲为一

Re_d　基于管外径和平均速度的雷诺数，$\rho u_m d_o/\mu$，量纲为一

Re_{dc}　基于环直径和平均速度的雷诺数，$\rho u_m d_c/\mu$，量纲为一

Re_o　基于管外径和自由流体(来流或芯体上游流体)速度的雷诺数，$\rho u_\infty d_o/\mu$，量纲为一

r　圆柱坐标系中的半径坐标，m，ft

r_c　弯管的弯转半径(见图6.5)，m，ft

r_f　污垢系数或污垢热阻，$r_f=\hat{R}_f=1/h_f=\delta_f/k_f$，$m^2$·K/W，h·$ft^2$·°F/Btu

r_h　水力半径，$A_o L/A$ 或者 $D_h/4$，m，ft

r_i　管内半径，m，ft

S　熵，J/K，Btu/°R

S^*　标准化的熵增率，$\dot{S}_{irr}/C_2$ 或者 $\dot{S}_{irr}/C_{max}$，量纲为一

$\dot{S}_{irr}$　熵产率，W/K，Btu/(h·°R)

St　斯坦顿数，h/Gc_p，$St_o=U/Gc_p$，量纲为一

s 第 11 章中代表比熵，J/(kg · K)，Btu/(lbm · °R)

s 拉普拉斯变换的复拉普拉斯自变量，只在第 11 章中，量纲为一

s 相邻翅片之间的距离，即 $p_f - \delta$，m，ft

T 对于指定的任意值的流体静态温度，除了在式(7.157)和式(7.158)以及 11 章中，是指热力学温度，℃，℉

Ⓣ 恒壁温(包括轴向和外围)情况下的热边界条件

$T_{c,o}$ 如果没有特别说明就指按流动面积平均的冷流体出口温度，℃，℉

$T_{h,o}$ 如果没有特别说明就指按流动面积平均的热流体出口温度，℃，℉

T_l 翅片末端的温度，℃，℉

T_m 流体体积平均温度，℃，℉

T_s 蒸汽温度，℃，℉

T_w 壁面温度，℃，℉

T_∞ 环境流体温度，壁面边界层以外的自由流体的温度,℃，℉

T^* 热流体与冷流体的入口温度之比，$T_{h,i}/T_{c,i}$，量纲为一

T_c^* 等于$(T_c - T_{c,i})/(T_{h,i} - T_{c,i})$，量纲为一

T_h^* 等于$(T_h - T_{c,i})/(T_{h,i} - T_{c,i})$，量纲为一

T_w^* 等于$(T_w - T_{c,i})/(T_{h,i} - T_{c,i})$，量纲为一

T_0 翅片根部的温度，℃，℉

ΔT 两种流体的局部温差，$T_h - T_c$，℃，℉

ΔT_c 换热器中冷流体的温升，$T_{c,o} - T_{c,i}$，℃，℉

ΔT_h 换热器中热流体的温降，$T_{h,i} - T_{h,o}$，℃，℉

ΔT_{lm} 对数平均温差[由式(3.127)定义]，℃，℉

ΔT_m 真实(有效)平均温差[由式(3.9)和式(3.13)定义]，℃，℉

$\Delta T_{\max}$ 两种流体的入口温差，等于 $T_{h,i} - T_{c,i}$，7.3.1 节中指 $T_{w,i} - T_{a,i}$，℃，℉

U，U_m 总传热系数[由式(3.20)和式(3.24)定义]，下标 m 代表当局部 U 变化时的平均值(对其他的 U 的定义见表 4.2)，W/(m^2 · K)，Btu/(h · ft^2 · ℉)

u，u_m 流体的平均轴向速度，如果没有特别说明，u_m 指最小流通面积处的速度。m/s，ft/s

u_c 在间隙 $X_t - d_o$ 的流通面积上，垂直于管束流动的流体平均速度；在带板式折流板的管壳式换热器的壳体中心线或中心线附近计算，m/s，ft/s

u_{cr} 引起流体弹性振动的临界间隙速度或引起湍流振动的临界轴向速度，m/s，ft/s

u_z，u_w 带板式折流板的管壳式换热器中窗口区域的有效速度和理想平均速度[见式(6.41)]，m/s，ft/s

u_{∞} 自由流体(来流)速度，m/s，ft/s

u^* 摩擦速度，等于$(\tau_w g_c/\rho)^{1/2}$，m/s，ft/s

V 换热器总体积，V_h 为热流体侧的换热面积占据的体积，类似地，V_c 为冷流体侧的体积，m^3，ft^3

V^* 联箱体积与蓄热体总体积之比，量纲为一

$\dot{V}$ 体积流速，$\dot{V}=\dot{m}/\rho=u_m A_o$，$m^3/s$，$ft^3/s$

V_m 蓄热体或核心体积，m^3，ft^3

V_p 换热器一种流体侧平板之间的体积，m^3，ft^3

V_u 蓄热式换热器的空隙体积，m^3，ft^3

v 比体积，等于 $1/\rho$，m^3/kg，ft^3/lbm

W 垫片之间的板宽(见图 7.28)，m，ft

w_p 旁路通道的宽度(见图 8.9)，m，ft

X^* 轴向距离或坐标，等于 x/L，量纲为一

X_d 对角线节距，等于$(X_t^2+X_l^2)^{1/2}$，m，ft

X_d^* 在圆形管束里，对角线节距与管外径之比，即 X_d/d_o，量纲为一

X_l 纵向(平行于流动)管节距(见图 8.1)，m，ft

X_l^* 在圆形管束里，纵向节距与管外径之比，即 X_l/d_o，量纲为一

X_t 横向(垂直于流动)管节距(见图 8.1)，m，ft

X_t^* 在圆形管束里，横向节距与管外径之比，即 X_t/d_o，量纲为一

x 沿着流动方向的笛卡儿坐标，m，ft

x^+ 轴向距离，等于 $x/(D_h\cdot Re)$，量纲为一

x^* 轴向距离，等于 $x/(D_h\cdot Re\cdot Pr)$，量纲为一

x_f 半波长的投影波长(见图 7.30)，m，ft

y 在蓄热式换热器壁面厚度方向上或者其他换热器中沿流体 2 的流动方向上的笛卡儿横坐标，m，ft

Z 第 11 章中代表换热器的初投资或运行费用，$\mathscr{C}$/a

z 在板翅式换热器中，沿非流动方向或堆高方向的笛卡儿坐标，m，ft

α 流体的热扩散率，等于 $k/\rho c_p$，m^2/s，ft^2/s

a 换热器一侧流体的总换热面积与总体积的比值，A/V，m^2/m^3，ft^2/ft^3

α_w 传热单元材料的热扩散率，等于 $k_w/\rho_w c_w$，m^2/s，ft^2/s

α^* 矩形管道的宽长比，短边比长边，量纲为一

α_f^* 翅片的宽长比，$2l/\delta$，量纲为一

β 板式换热器 V 形板轴向平行线到板长方向的 V 形角度($\beta\leqslant 90°$)(见图 1.18c 或图 7.28)，rad，(°)

β 传热表面的密度：板翅式换热器中一侧流体的总换热表面与该流体侧两板之间的体积之比，即 $A/A_{fr}L$，对蓄热换热器即为填充密度，m^2/m^3，ft^2/ft^3

β^* 热膨胀系数，对理想气体为 $1/T$，1/K，1/°R

γ 不平衡系数，第 5 章里为$(\Pi_c/\Lambda_c)/(\Pi_h/\Lambda_h)$或 C_c/C_h[见式(5.92)]，量纲为一

γ 比热容比，为 c_p/c_v，量纲为一

Δ 代表有限的差值

∂，δ 偏微分和有限差值运算符

δ 翅片厚度，如果是变横截面的翅片，则是指根部的，m，ft

δ_b 弓形折流板厚度，m，ft

δ_{bb} 壳体与管束在径向空隙，D_s-D_{otl}，m，ft

δ_c 通道偏移参数[在式(12.44)、式(12.46)和式(12.47)中定义]，量纲为一

δ_f 污垢层厚度，m，ft

δ_h 联箱厚度，m，ft

δ_l 湍流边界层里的层流(粘性)底层厚度，m，ft

δ_{otl} 壳体与管子外圈限制直径之间的空隙，等于 D_o-D_{otl}，m，ft

δ_s 在流分析方法中，用于修正真实平均温差的漏流和旁通流系数[由式(4.170 定义)]，量纲为一

δ_{sb} 壳体与折流板的径向空隙，D_s-D_{baffle}，m，ft

δ_{tb} 管子与折流板孔之间的径向空隙，d_1-d_o，m，ft

δ_t 热边界层厚度，m，ft

δ_v 速度边界层厚度，m，ft

δ_w 壁面或主换热面(平板)厚度，m，ft

ε 换热器有效度[由式(3.37)或式(3.44)和表 11.1 定义]，对于多流程单元代表总的换热器的有效度，量纲为一

ε_c 冷流体的温度效率[由式(3.52)定义]，也是附录 B 中冷流体的换热器有效度，量纲为一

ε_{cf} 逆流换热器有效度[见式(3.83)]，量纲为一

ε_h 热流体的温度效率[定义见式(3.52)]，也是附录 B 中热流体的换热器有效度，量纲为一

$\varepsilon_{h,o}$ 对双流体换热器，当两侧流体流动都均匀时，指热流体的温度效率(定义同 ε_h)，量纲为一

ε_p 每个流程的换热器有效度，量纲为一

ε_r 单个蓄热体的再生换热器有效度[由式(5.81)定义]，量纲为一

$\Delta\varepsilon^*$　有效度恶化系数，量纲为一

ζ　笛卡儿坐标，$(y/L_2)C^* \cdot \mathrm{NTU}$[见式(11.21)]，量纲为一

ζ_i　Bell-Delaware 方法中，壳侧压降的修正系数[见式(9.51)]，$i=\ell$指管子与折流板和折流板与壳体间的泄漏，$i=b$ 指旁路泄漏，$i=s$ 指进出口段的影响，量纲为一

η　蓄热式换热器折算时间变量[由式(5.69)定义，$j=c$ 和 h 分别指冷、热流体的流动周期]，量纲为一

η　㶲效率[由式(11.60)定义]，量纲为一

η_f　翅片效率[由式(4.129)定义]，量纲为一

η_o　扩展表面换热器的一侧流体的扩展表面效率[见式(4.158)和式(4.160)定义]，量纲为一

$(\eta_o hA)^*$　对流导热比[定义见式(4.8)]，量纲为一

η_p　泵或风机的效率，量纲为一

η_ε　翅片效能[定义见式(4.156)]，量纲为一

Θ　等于 $1-\theta=(T-T_{1,i})/(T_{2,i}-T_{1,i})$，只用于第 11 章，量纲为一

θ　圆柱坐标系中的角度坐标，rad，(°)

θ　第 4 章翅片分析中的剩余温度[定义见式(4.63)]；在翅片根部，$\theta_0=T_0-T_\infty$，℃，℉

θ　等于$(T-T_{2,i})/(T_{1,i}-T_{2,i})$，只用于第 11 章，量纲为一

θ_b　折流板缺口在内壳壁面形成的两半径的夹角(见图 8.9)，如果没有具体说明是度(°)，就用弧度(rad)

θ_b　弯头弯转角(见图 6.5)，(°)

θ_c　在旋转蓄热式换热器中冷流体所占据的扇形角，rad，(°)

θ_h　在旋转蓄热式换热器中热流体所占据的扇形角，rad，(°)

θ_r　在旋转蓄热式换热器中径向密封条所占据的扇形角，rad，(°)

θ_t　等于 $\theta_c+\theta_h+\theta_r=2\pi=360°$，rad，(°)

ϑ　第 7 章中定义，为内部流动的流体温度，等于$(T-T_{w,m})/(T_m-T_{w,m})$，量纲为一

ϑ　第 11 章里表示流体入口温度之比，即 $T_{1,i}/T_{2,i}$，温度为热力学温度，量纲为一

ϑ^*　外部流动的流体温度，等于$(T-T_w)/(T_\infty-T_w)$或者$(T-T_w)/(T_e-T_w)$，量纲为一

κ　总传热系数的长度影响修正系数[见式(4.32)和式(4.33)]，量纲为一

κ_T　绝热可压缩性，1/Pa，ft^2/lbf

Λ　蓄热式换热器的折算长度[定义见式(5.84)、式(5.102)和式(5.103)]，

量纲为一

Λ_m 平均折算长度[定义见式(5.91)]，量纲为一

Λ^* 等于Λ_h/Λ_c，量纲为一

Λ V形板波纹的波长(见图7.28)，m，ft

λ 基于总导热面积的纵向壁面导热参数，$\lambda = k_w A_{k,t}/(C_{\min} \cdot L)$，$\lambda_c = k_w A_{k,c}/(C_c \cdot L_c)$，$\lambda_h = k_w A_{k,h}/(C_h \cdot L_h)$，量纲为一

μ 流体动力粘度，Pa·s，lbm/(h·ft)

ν 流体运动粘度，等于μ/ρ，m^2/s，ft^2/s

ξ 蓄热式换热器的折算长度变量[由式(5.69)定义]，量纲为一

ξ 第11章中的轴向坐标，等于x/L，量纲为一

Π 蓄热式换热器的折算周期[由式(5.84)、式(5.104)和式(5.105)定义]，量纲为一

Π_m 调和平均折算周期[由式(5.90)定义]，量纲为一

ρ 流体密度，kg/m^3，lbm/ft^3

σ 自由流通面积与迎面面积之比，即A_o/A_{fr}，量纲为一

τ 时间，s

τ_d 第13章中指与污垢有关的迟延时间或感应时间，第5章中指流体微粒的驻留时间，停留时间或传递时间，s

$\tau_{d,\min}$ $C_{\min}$流体的停留时间，s

τ_s 流体剪切力，Pa，psf

τ_w 壁面处的等价流体剪切力，Pa，psf(psi)

τ^* 时间变量，等于$\tau/\tau_{d,\min}$，量纲为一

τ_c^*，τ_h^* 冷、热流体的时间变量[定义见式(5.26)]，量纲为一

$\phi(\cdot)$ 代表函数关系

χ 轴坐标，等于$(x/L_1)NTU$，只用于第11章，量纲为一

χ_i 第i种形状通道的分级分布，量纲为一

ψ 等于$\Delta T_m/(T_{h,i} - T_{c,i})$，量纲为一

ψ 去除阻力[剥落强度系数,见式(13.12)]，量纲为一

Ω 水质系数，量纲为一

下标[⊖]

A 单位(行,段)A

⊖ 书中物理量和下标除具体说明以外，以符号说明为准。——编者注

a 空气侧

B 单位(行,段)B

b 弯头，管束，或侧向支管

c 冷流体侧，第13章中指清洁表面

cf 逆流

cp 定物性参数

cr 弓形折流板换热器中的交叉流区

cv 控制容积

cu 冷流体效用

d 沉淀

df 排出流体

eff 有效

f 污垢，7.3.3.2节中指流体

g 气侧

H 定壁面热流量边界条件

h 热流体侧

hu 热流体功用

hex 换热器

$H1$ 定轴向壁面热流量和定外围壁面温度的热边界条件

i 换热器入口

i 第13章中指内表面

id 理想的

iso 绝热的

L 耦合流体

leak 由泄漏引起的

lm 对数平均

m 平均或容积平均，集管(在第12章)

max 最大值

min 最小值

mixing 混合引起的

ms 分布不均的流体.

n 第12章中指标准或参考通道

o 总体的

o 第13章中指外表面

o 用做温度的下标表示换热器的出口

opt　最佳的

otl　管壳式换热器中的最外围管界限

p　流程，除了在 10.3 节中是指平面

pf　平行流

r　再携带

ref　参考热力学条件

s　壳侧，蒸汽，结构

std　任意选择的标准温度和压力条件

T　定壁面温度边界条件

t　管侧，管子

tot　总的

v　粘度

w　壁面或壁面温度下的特性，管壳式换热器的窗口区域

w　水

x　沿流动方向上 x 截面上的局部值

1　流体 1；换热器中的一个区域(进口或出口)

2　流体 2；换热器中的另一个区域(进口或出口)

∞　自由流

目　录

第1章　换热器分类

目前，各类换热器广泛地应用于工业及工业产品中。本章旨在采用分类图解的方法，详细描述大多数换热器。根据定义，换热器可按以下不同方式分类：传热过程，介质数，表面紧凑程度，结构特征，流动方式以及传热机理。通过介绍各类换热器更加详细的分类，本文进一步阐述了各类换热器的相关术语及其实际应用，同时简要提及了各类换热器在设计中的差异。

1.1　引言

换热器是一种热能(焓)传递的装置，应用于不同温度下发生热接触的两种或多种流体之间，或固体表面与流体之间，或固体粒子与流体之间的传热过程。对于换热器来说，通常不与外界发生热与功的相互作用。其典型应用为：相关流体的加热或冷却，以及单相或多相流体的蒸发或冷凝。其他方面的应用有：回热或隔热，消毒，巴氏灭菌，分馏，蒸馏，浓缩，结晶或流体的过程控制。在一些换热器中，流体通过直接接触的方式进行传热，而对于大多数换热器，流体通过与间壁连续或断续接触的方式进行热量传递。在大部分换热器中，各流体被传热面分开，在理想情况下，既无混合也无泄漏。这类换热器称为直接传热式，或者简单地称为间壁式换热器。相反，冷热流体之间发生断续热交换的方式——通过换热表面或换热单元交替储存并释放能量——称为间接传热式，或简单地称为再生器。在这类换热器中，由于存在压差以及换热单元的切换，流体之间通常会发生泄漏。常见的换热器有：管壳式换热器，车辆散热器，冷凝器，蒸发器，空气预热器，以及冷却塔。如果换热器中各流体均无相变，则称其为显热换热器。有些换热器有内部热源，如电加热器、核燃料元件等。有些换热器中还会发生燃烧或化学反应，如锅炉、火焰加热器、流化床换热器等。有些换热器中还加入了机械装置，如刮面式换热器、搅拌容器、搅拌槽等。在间壁式换热器的壁面上，传热方式为热传导。然而，对于热管换热器，热管不仅起到隔离流体的作用，而且会促进管内的工质流体冷凝、蒸发及导热。一般来讲，如果流体互不相溶，间壁可以取消，而用流体间的界面来取代传热表面，如直接传热式换热器。

换热器包括换热元件，如带有传热面的芯部或单元，以及流体分布装置，如管箱、集管、筒体、进出口管或密封装置。通常，换热器内没有运动部件，当然也有特例，如旋转式再生换热器(换热单元受机械驱动以一定的设计速度进行旋

转）或刮面式换热器等。

传热面是指换热器的芯部表面，该表面直接与流体接触并以热传导方式传递热量。其中，和冷热流体直接接触并在其间传递热量的表面称为一次表面或直接表面。为增大传热面积，常采用依附于一次表面上的扩展表面，也称为二次表面或间接表面，这些扩展面单元称为翅片。这样，热量传递通过翅片的导热以及翅片（表面）和周围流体之间的对流（和/或辐射）进行，反之亦然，这取决于翅片是被加热还是被冷却。翅片的加入，降低了该一次表面侧的热阻，从而增加相同温差下经过该表面的传热量。翅片可以形成单独的流道，但不能隔离换热器的两种（或更多种）流体。此外，出于结构强度和充分混合高粘度流体的考虑，也常常会加入二次表面或翅片。

换热器不仅常用于加工、动力、石油、交通、空调、制冷、低温、热回收、代用燃料和工业制造中，也常作为市场上常见工业产品的重要部件。这些换热器的分类方式很多。这里将根据传热过程、介质数，以及传热机理进行分类。传统换热器还可以进一步根据结构特征或者流体方式分类。另一种分类方法是根据换热器的传热面积/体积的比值，分为紧凑式和非紧凑式换热器。采用这种分类的原因是换热器的设备类型、应用领域，以及设计工艺通常不同。所有这些分类概括于图 1.1，并将在本章中作进一步阐述。同时，换热器还可以根据过程功用进行分类，如图 1.2 所示，这里不予讨论，读者可以参考 Shah 和 Mueller 的其他著作。工业上，有时还根据流体类型（气—气、气—液、液—液、气体两相，液体两相等）进行分类，然而此种分类本章亦不予涉及。

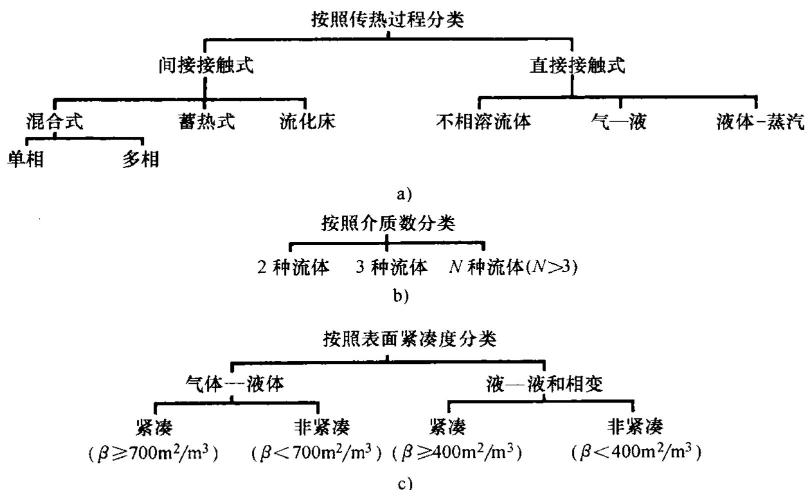


图 1.1 换热器分类（摘自 Shah，1981）

a）按照传热过程分类 b）按照介质数分类 c）按照表面紧凑度分类

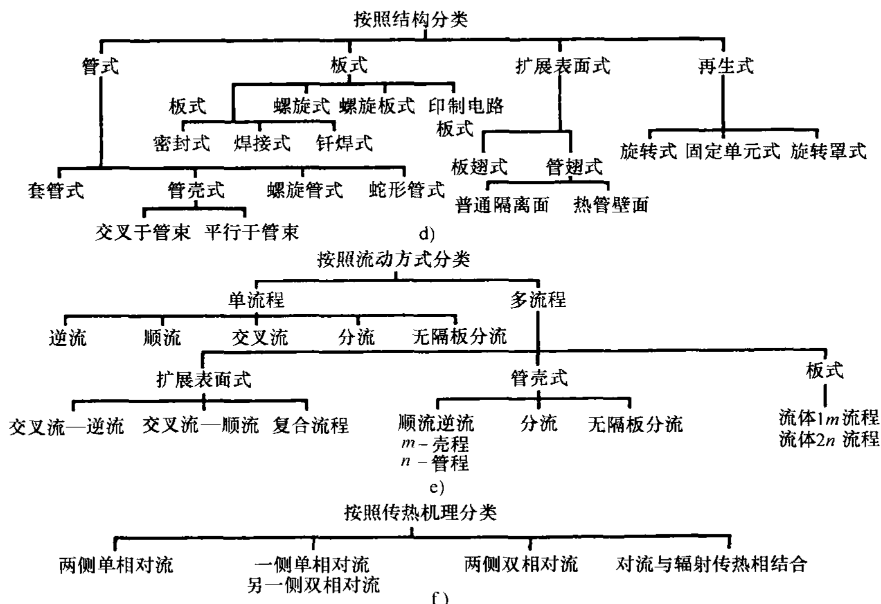


图 1.1　换热器分类(摘自 Shah,1981)(续)

d) 按照结构分类　e) 按照流动方式分类　f) 按照传热机理分类

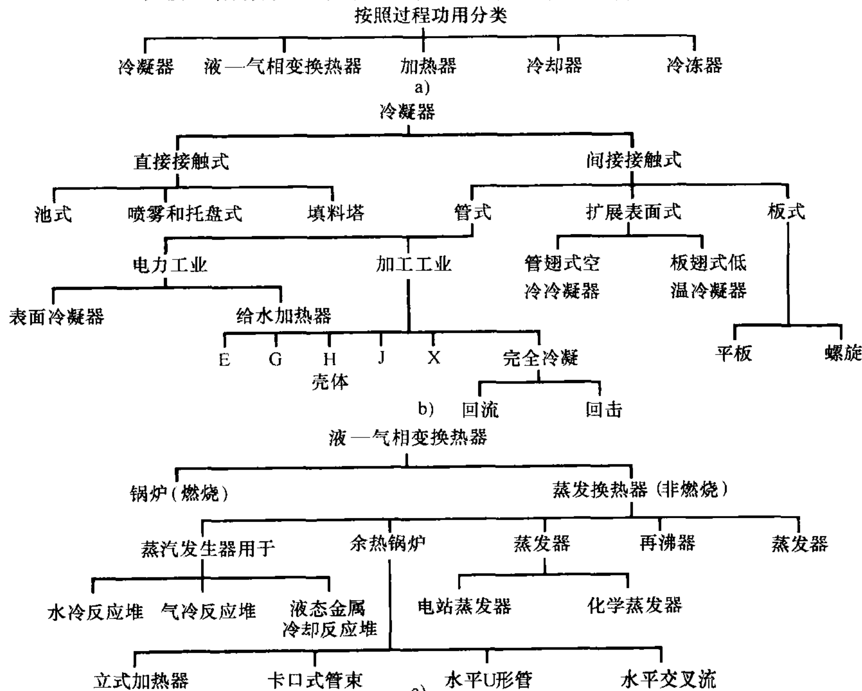


图 1.2　换热器根据过程功用分类(摘自 Shah 和 Mueller,1988)

a) 按照过程功用分类　b) 冷凝器分类　c) 液—气相变换热器分类

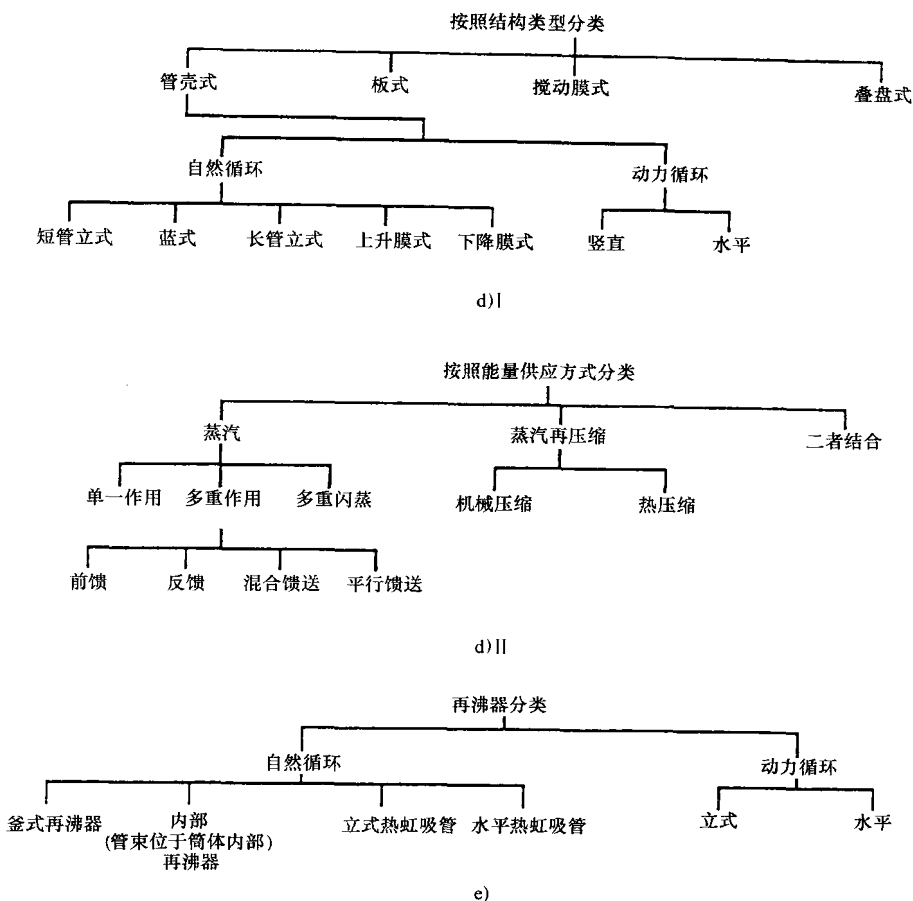


图 1.2 换热器根据过程功用分类(摘自 Shah 和 Mueller,1988)(续)
d) 化学蒸发器的分类，Ⅰ根据结构类型，Ⅱ供应能量的方式 e) 再沸器的分类

1.2 根据传热过程分类

根据传热过程，换热器可以分为直接接触式和间接接触式。

1.2.1 间接接触式换热器

对于间接接触式换热器，各流体被固体壁面隔离，流体通过壁面持续或断续地进行热量传递。理想状态下，两传热流体没有直接接触。这类换热器也称为表面换热器，并进一步分为直接传热式、蓄热式以及流化床式换热器。

1.2.1.1　直接传热式换热器

在这类换热器中，热流体通过壁面持续地将热量传递给冷流体。尽管换热器内有多种流体，但它们都拥有各自的流道，相互之间并不发生直接混合。一般来讲，这类换热器中大部分没有运动部件。我们称这类换热器为回热式换热器或简称为回热器㊀。常用的直接传热式换热器有管式、板式和扩展表面式换热器。需要注意的是，尽管管壳式换热器和板式换热器也称为回热器，但是回热器这一术语并不常用于工业过程中。回热器可以进一步细分为一次表面换热器和扩展表面换热器。一次表面换热器任一流体侧都不采用翅片或扩展表面。光管管式换热器、管壳式换热器以及板式换热器均是典型的一次表面换热器。绝大多数换热器均是回热器。

1.2.1.2　蓄热式换热器

对于蓄热式换热器，两种流体交替流过同一流道，因此，传热是断续进行的。传热面(或流道)在结构上通常呈胞状，称为单元(图 1.43)，或者是一种可渗透(多孔)的固体材料，称为填料床。当热气流过传热面时(通过流道)，来自热气的热能储存在单元壁内，这样在单元加热阶段热气被冷却。当冷气流过同一流道时(例如,单元冷却期间)，单元壁放出热能，被冷流体吸收。这样，热量并不是像直接传热式换热器(回热器)那样连续通过壁面传递，而是交替地通过单元壁储存、释放来传递。这类蓄热式换热器也被称为再生式换热器或简称为再生器㊁。为了能使设备在要求的温度范围内连续运行，并保证冷热流体在同一流道内周期性地流过，气体、管箱或单元需要进行周期转换(即旋转)，这将在 1.5.4 节中作进一步分析。热气流过冷态再生器的实际时间称为热期或热吹，冷气流过热态再生器的实际时间称为冷期或冷吹。设备的成功运行，并不需要冷期和热期相等。切换流体后，不可避免会有小部分流体存留在流道内混入另一种流体，这称为延时泄漏。另外，如果冷热流体压力不同，沿高压流体到低压流体的径向、外围，以及轴封、阀门处也会发生泄漏，这种泄漏称为压力泄漏。由于这些泄漏是不可以避免的，再生器不用于显热传递的气—气传热传质；在一些应用上，再生器从湿空气到干空气的传湿可以达到5%。

对于再生器的传热分析，考虑到其单元的热储存能力，应用于回热器的 ε—*NTU* 法需要进行修正。第 5 章将详细讨论再生器的设计理论。

㊀ 对于运输类燃气轮机，固定式换热器通常称为回热器，旋转换热器称为再生器。然而，长期以来，对于工业燃气轮机，从热力学意义上来讲，固定式换热器通常指的是再生器。因此，严格意义上，燃气轮机再生器既可以被称为回热器也可以被称为再生器，这取决于结构。在电厂中，换热器不称为回热器，而是根据功能和应用来命名。

㊁ 再生器也用于热能的储存，此时目标是如何最大的储热并在最大程度上减小热损失。然而，本书不集中讨论这方面的应用。

1.2.1.3 流化床换热器

流化床换热器中，两流体换热器的一侧浸在细微固态材料的填料床中，例如管束浸在砂粒或煤颗粒床中，如图1.3所示。如果床侧上升流体的流速较低，那么固态粒子会保持在床内的一定位置，上升流体自固态粒子的间隙流过。如果床侧上升流体的流速很高，固态粒子将随流体流动。在适当的流速下，粒子的浮升力略大于其自身重力。于是，固态粒子将随床体积的增大而浮起，此时床具有流体的特性，床的这一特性称为流化条件。在该条件下，流体流经流化床的压降与流速无关，几乎恒定，固态粒子发生强烈的混合。由于固态粒子具有较大的热导率，使得流体温度沿整个床(气体和粒子)几乎均匀分布。相比自由粒子或稀释

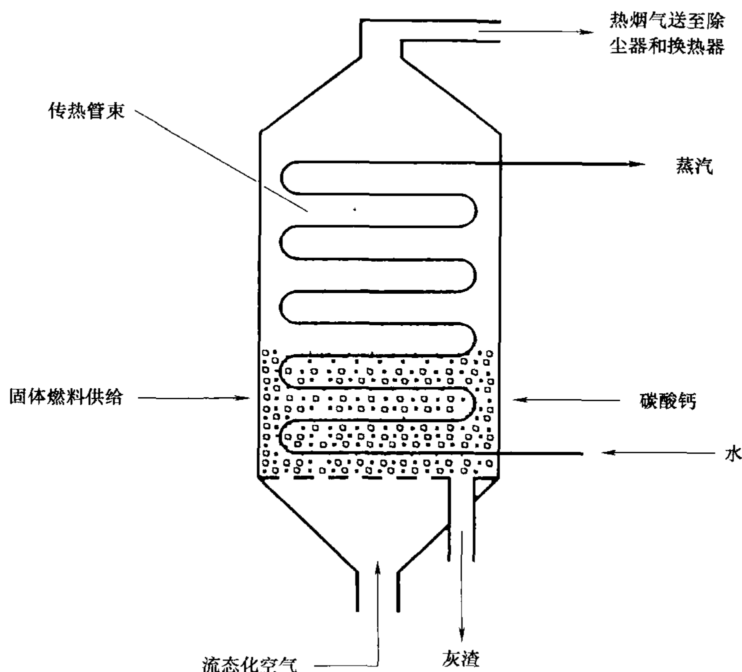


图1.3 流化床换热器

相粒子流，流化侧可以获得很高的传热系数。在很多应用过程中，流化侧常发生化学反应，在燃煤流化床中还伴有燃烧现象。流化床换热器常用于干燥、混合、吸附、反应器工程、煤燃烧，以及废热回收。由于流化作用造成最初温差($T_{h,i}-T_{f,i}$)[⊖]降低，换热器有效度较低，因此，对于流化床换热器，ε—NTU理论需要

⊖ $T_{h,i}$为流化床热流体进口温度；$T_{f,i}$为流化床自身进口温度。

修正。其中的化学反应和燃烧使得此类换热器的设计更为复杂，已经超出了本书的讨论范围。

1.2.2　直接接触式换热器

在直接接触式换热器中，两流体直接接触换热，然后分离。常用的直接接触式换热器包括传热和传质，比如蒸发冷却和精馏，但仅涉及显热传热方面的应用很少。这类换热器中，相变起到强化传热的作用，相变焓通常占了整个换热量的绝大部分。与间接接触式回热器和再生器相比，直接接触式换热器具有下列特点：①可以获得很高的热流量；②换热器制作成本相对较低；③由于两流体间没有传热表面(壁面)，因此通常不存在积垢问题。然而，这种应用仅限于两种可直接接触的流体的情况。这类换热器的设计理论已经超出了本书的讨论范围，不再涉及。这类换热器可进一步分类如下。

1.2.2.1　互不相溶流体的换热器

这类换热器是指两种不互溶的流体进入后直接接触换热的换热器。这些流体可能是单相流体，也可能涉及冷凝或蒸发。如带有水或空气的有机蒸气或油蒸气的冷凝。

1.2.2.2　气—液换热器

在这类换热器中，一种流体为气体(多为空气)，另一种流体为低压液体(多为水)，能量交换后易分离。在液体(水)冷却或对气体(空气)进行加湿时，液体部分蒸发，其蒸汽被气体带走。在这类换热器中，90%以上的能量传递是通过传质进行的(由于液体蒸发)，而对流换热仅起次要作用。最常见的应用是强迫对流或自然对流下的“湿”(水)冷却塔。其他的应用还有空调喷雾室、喷雾干燥器、喷雾塔，以及喷淋池。

1.2.2.3　液体—蒸汽换热器

这类换热器的典型特点是采用冷却水，将部分或全部蒸汽冷凝，或者通过直接接触，用废蒸汽将水加热。经过换热，不凝气体、残余蒸汽以及热水由换热器排出。如电厂中的喷水减温器和开式给水加热器(也称为除气器)。

1.3　根据介质数分类

大多数加热、冷却、热回收过程，以及排热过程都涉及两种流体之间的传热。因此，两种流体的换热器最为常见。三种流体换热器广泛应用于制冷以及化学工艺中(如空气分离系统、氦空气分离单元、氢的提纯液化、氨气的合成)。有些化学工艺中曾使用过12种流体换热的换热器。对于采用三种及更多种流体换热的换热器，其设计理论数学计算非常复杂，本书不予涉及。本书仅讨论两种流体

换热器的设计理论及其相关的问题。

1.4 根据表面紧凑度分类

相比管壳式换热器，紧凑式换热器的特征是单位体积内具有大的换热面积，这不但降低了空间、重量、支撑结构，以及基础、能量需求和成本，而且改进了过程设计，改善了设备布置以及加工条件，还减少了流体用量。

如果换热面密度大于$700m^2/m^3(213ft^2/ft^3)$[①]，或者气态下运行时水力直径$D_h \leqslant 6mm$，液态或相变下运行时面密度大于$400m^2/m^3(122ft^2/ft^3)$，那么该类气—液换热器称为紧凑式换热器。对于层流换热器(也称为中间换热器)，面密度可能大于$3000m^2/m^3(914ft^2/ft^3)$或者$100\mu m \leqslant D_h \leqslant 1mm$。如果面密度大于$15000m^2/m^3(4570ft^2/ft^3)$或者$1\mu m \leqslant D_h \leqslant 100\mu m$，则称为微型换热器。对于液态或两相流换热器，如果任一流体侧的面密度大于$400m^2/m^3$，则称为紧凑式换热器。相比之下，典型过程工业应用的管壳式换热器，光管侧的面密度小于$100m^2/m^3$，带有高翅片密度的低翅管的换热器面密度大于该值的2～3倍。在水—水换热时，典型的板式换热器其一侧流体的传热系数h或平均传热系数U为管壳式的2倍。紧凑式换热器的体积和质量不一定很小。然而，如果不采用高面密度的表面，体积和质量将会更大。常见的紧凑式换热器气体侧有板翅、管翅、旋转再生器；液体侧有密封式、焊接式或者钎焊板式换热器以及印制电路板式换热器。两流体的紧凑式换热器的基本流体流动有单流程交叉流、逆流、多流程交叉流(图1.6)；对于非紧凑型换热器，也有许多其他的流体流动方式。对于紧凑或非紧凑式换热器，前面提到的以上两种流动也可以获得很高的换热器有效度，或者很小的两流体间的温差(定义见3.2.3节)。

换热器的一组面密度如图1.4所示。该图底部有两个标度：传热面密度$\beta$$(m^2/m^3)$和水力直径$D_h$[②]$(mm)$。对于薄壁圆管，水力直径为管径$D(mm)$的内径或者是外径。图中各矩形代表了不同的换热器表面，将此矩形向β(或D_h)轴作投影，两垂直短边所对应的范围即为所讨论的特定换热表面的面密度(或水力直

---

① 本书的单位转换可能并不准确，它取决于该数是准确值还是工程值。

② 水力直径定义为$4A_o/P$，这里，A_o为换热器一侧流体的最小自由流动面积，P为该侧流道的湿周。

注意，对于传热和压降，计算湿周有所不同。例如，套管换热器环域的传热和压降湿周计算如下。$D_{h,q}=\dfrac{4\left(\frac{\pi}{4}\right)(D_o^2-D_i^2)}{\pi D_i}=\dfrac{D_o^2-D_i^2}{D_i}$，$D_{h,\Delta p}=\dfrac{4\left(\frac{\pi}{4}\right)(D_o^2-D_i^2)}{\pi(D_o+D_i)}=D_o-D_i$，这里，$D_o$为套管换热器外管内直径，$D_i$为套管换热器内管外直径，更准确的水力直径定义也可见式(3.65)。

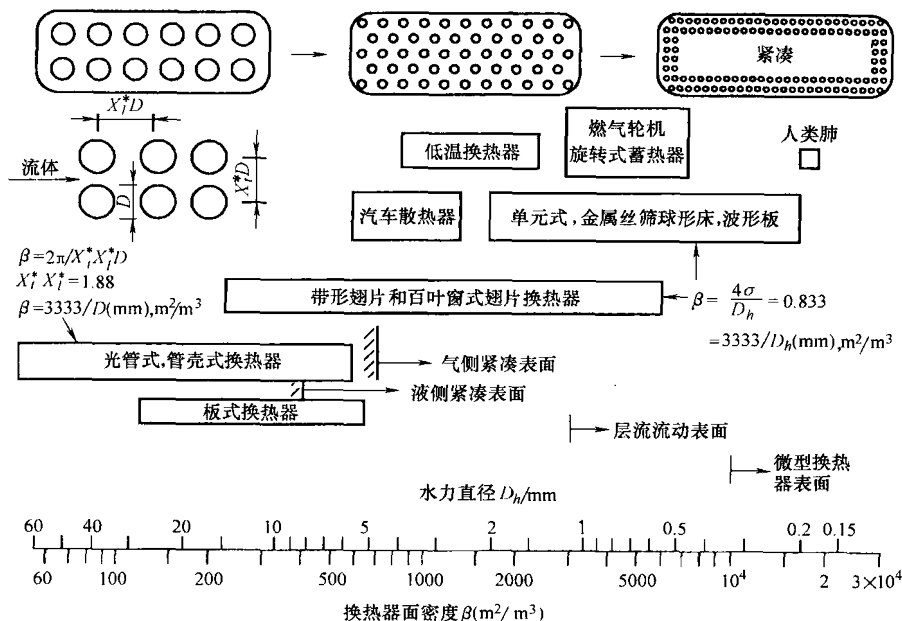


图 1.4　换热面密度波谱（摘自 Shah，1981）

径）范围。这里的β指的是β_1或β_2。其定义如下：对于板式换热器、板翅式换热器和再生器为

$$\beta_1=\frac{A_h}{V_h}\quad 或 \quad \frac{A_c}{V_c} \tag{1.1}$$

对于管翅式换热器和管壳式换热器为

$$\beta_2=\frac{A_h}{V_{total}}\quad 或 \quad \frac{A_c}{V_{total}} \tag{1.2}$$

式中，A是传热表面积；V是换热器体积；下标h和c分别代表热、冷流体侧；V_h和V_c分别是热、冷流体侧传热面积各自所占的体积。在本书中，β_1即指β，而β_2用α来表示：

$$\beta=\beta_1 \qquad \alpha=\beta_2 \tag{1.3}$$

注意到β和α（根据前述定义）都可用于板翅式换热表面；然而，对于管翅式换热表面，β没有意义，仅用α来表示。下面的具体值用来说明图 1.4。

- 对于管壳式换热器的顺流流动[○]，$X_t^*X_l^*=1.88$。
- 对于板式和板翅式换热器，板间的孔隙率取作 0.8333；对于再生器，单元表面间的孔隙率取作 0.8333。这些值中，β（m^2/m^3）和D_h（mm）的相互关系式

○　管束理想化为无限大的薄壁圆管阵列。X_t^*和X_l^*为根据管外径标准化的横向和纵向管距。管距的定义参见表 8.1。

为 $\beta = 3333/D_h$。

需要注意的是，在工业中还引用了总表面积(包括热流体侧和冷流体侧)的概念。然而，在换热器设计计算中，我们需要的是单一流体侧的传热表面积；因此，这里用到了前述提到的 β 和 α。

根据紧凑表面的定义，管壳式换热器中直径5mm(0.2in)的管子组成的管束就可以称为紧凑式换热器。由于 β 和 α 随管径增大而减小，电厂冷凝器采用的直径为25.4mm(1in[⊖])的管子，为非紧凑式换热器。相反，20世纪90年代车辆散热器[790翅/m(20翅/in)]中，其空气侧面密度 β 可达 $1870m^2/m^3$ ($570ft^2/ft^3$)，相当于1.8mm(0.07in)直径的管子。还在发展中的用于运输类燃汽轮机的再生器中，其单元面密度可达 $6600m^2/m^3$ ($2000ft^2/ft^3$)，相当于0.5mm(0.02in)直径的管子组成的管束。人类的肺是最紧凑的传热传质换热器之一，其面密度约为 $17500m^2/m^3$ ($5330ft^2/ft^3$)，相当于0.19mm(0.0075in)直径的管子。仍在发展中的一些微型换热器具有与人类肺相同的紧凑度，甚至更为紧凑。

使用紧凑表面的目的是使换热器在可接受的低质量、体积约束范围内，获得额定的换热性能，即 $q/\Delta T_m$。换热性能可以表示为

$$\frac{q}{\Delta T_m} = UA = U\beta V \tag{1.4}$$

这里，q 为单位面积传热量(热流密度)，ΔT_m 为真实平均温差，U 为平均传热系数。显然，对于特定的 $q/\Delta T_m$，β 值大，将会减小换热器的体积 V。如7.4.1.1节所述，紧凑表面(D_h 很小)通常可以获得较高的传热系数以及较高的平均传热系数 U，从而获得更小的体积。对于较薄规格的材料，紧凑表面更易实现结构稳定及强度要求，换热器质量的减小比其体积减小更为明显。

1.4.1 气—液换热器

气体的传热系数 h 通常比水、油以及其他液体低一到两个数量级。通常，为了减小气—液换热器的尺寸和重量，要求换热器两侧的热导(hA 乘积)应该大致相等。因此，气侧需要更大的传热表面积，而且需要比实际中常用管壳式换热器的圆管更加紧凑。这样，设计时为了满足平衡要求(相近的 hA)，常将紧凑表面应用于气—气、气—液、气—相变换热器的气侧。

(1) 与传统的管壳式换热器(图1.6)相比，紧凑式扩展表面换热器(板翅·管翅)的特征

1) 大量的具有不同面密度数量级范围的可利用表面。

2) 在保证设计要求的前提下，可以更加灵活地对冷热侧换热面进行分配。

⊖ 1in = 0.0254m(下同)。

3）通常节省了成本、质量、或体积。

（2）紧凑式扩展表面换热器的重要设计及运行因素

1）通常至少有一侧为 h 值低的气体。

2）因为流道 D_h 值低，不易清洗，流体必须清洁且腐蚀性小。

3）流体泵功(由于压降)和热流量同等重要。

4）相比管壳式换热器，由于在换热板或管上加入翅片时需要用到钎焊或机械膨胀等方法，操作压力和温度在一定程度上受到限制。

5）采用高紧凑传热表面，换热器的形状特征为前沿面积大，流道长度短。为了在大量小流道内产生均匀的流体流动，其管箱设计尤为重要。

6）必须有足够大的市场潜力来保证其较大的制造加工以及设备成本。

紧凑式换热器(板框式换热器除外)中，积垢是一个重大的潜在问题。尤其对于有大量翅片或者那些不能机械清洗的极小圆形或非圆的流道，可借助于化学清洗，小的散热单元还可以进行热烘烤并冲洗[⊖]。因此，扩展面紧凑式换热器不可用于积垢严重的场合。常用的无积垢流体如洁净空气或气体、轻质碳氢化合物、制冷剂等。

1.4.2 液—液及相变换热器

液—液及相变换热器包括垫片板框式、焊接板式、螺旋板式以及印制电路板式换热器，其中一些将在1.5.2节中详细描述。

1.5 根据结构特征分类

不同结构的换热器有不同的特征。四种主要的结构有管式、板式、扩展表面式以及再生式换热器。还有一些带有其他结构的换热器，如刮面式换热器、容器加热器、冷却筒换热器等，其中一部分属于管式换热器，但相比传统的管式换热器，它们又具有一些独有的特征。由于这些换热器都具有专门的应用，在这里我们仅集中介绍前述四种主要结构。

尽管 ε—NTU、平均温差法(见3.2.2节最后)均适用于管式、板式及扩展表面式换热器，但在具体设计时要考虑如下因素：管壳式换热器中由于泄漏、旁流引起的修正，板式换热器中一些板片的影响，扩展表面换热器中的翅片效率。同样，在应用 ε—NTU 法计算再生器时必须考虑由换热单元热容量引起的修正。因此，各种结构类型换热器的设计理论并不相同，这将在第3章至第5章中详细讨论。我们首先讨论这四种主要类型换热器的结构特征。

⊖ 其他清洗去垢的工艺将在13.4节中概述。

1.5.1 管式换热器

管式换热器的换热管通常为圆管，在一些场合下也使用椭圆管、矩形管或圆、扁平扭曲管。通过改变管子的直径、长度、排列方式等可方便地改变其几何特征，因此设计上灵活性很大。管式换热器可以应用在相对于环境压力较高以及两流体压差较大的场合。主要用于液—液及液—相变(冷凝或蒸发)下的传热过程。对于气—液和气—气换热的情况，有时也采用管式换热器，主要应用于下列情况，如压力、温度很高，或者一侧流体积垢很严重导致其他类型换热器无法工作时。这类换热器可分为管壳式、双管式和螺旋管式换热器。除管内外加入翅片的情况，它们均是一次表面换热器。

1.5.1.1 管壳式换热器

该类换热器如图 1.5 所示，通常在圆筒形壳体内设置许多平行的管束。一种流体在管内流动，其他流体在管外空间流动。这类换热器的主要组成部件有：管子(管束)、壳体、前端管箱、尾端管箱、折流板、管板，下面一一具体介绍，更加详细的描述见 10.2.1 节。

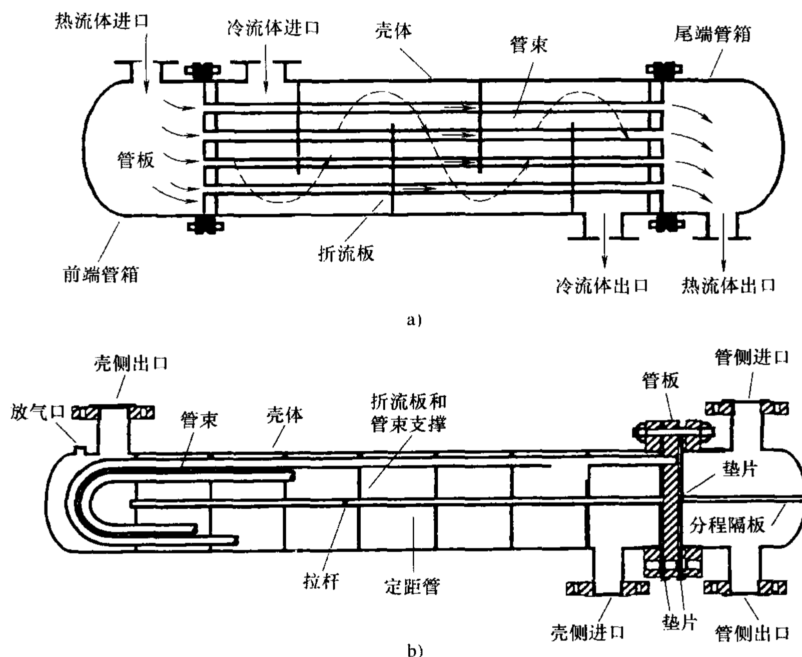


图 1.5 管壳式换热器

a) 单壳程单管程管壳式换热器(BEM) b) 单壳程双管程管壳式换热器(BEU)

管壳式换热器内部结构多样，这取决于设计传热量、压降性能，以及所采用

的减小热应力、防止泄漏、方便清洗、控制操作压力和温度、控制腐蚀、增强湍流等的方法。通常，管壳式换热器依据目前广泛应用的 TEMA 标准、DIN 标准，以及欧洲和其他地方标准，或者 ASME 锅炉压力容器标准来进行分类制造。TEMA 已经发展了一套代号系统来标记管壳式换热器的主要类型。这类代号系统中，各换热器用三个字母组合来表示，第一个字母代表前端管箱类型，第二个字母代表壳体类型，第三个字母代表尾端管箱类型，如图 1.6 所示。一些常用的管壳式换热器有 AES、BES、AEP、CFU、AKT 和 AJW。需要强调的是，有些工业

	前端固定管箱型式
A	平盖管箱
B	封头管箱
C	用于可拆管束与管板制成一体的管箱
N	与管板制成一体的固定管板管箱
D	特殊高压管箱

	壳体型式
E	单程壳体
F	具有纵向隔板的双程壳体
G	分流
H	双分流
J	无隔板分流
K	管式再沸器
X	交叉流

	后端结构型式
L	与A相似的固定管板结构
M	与B相似的固定管板结构
N	与C相似的固定管板结构
P	填料面式浮头
S	衬垫式浮头
T	可抽式浮头
U	U形管束
W	带套环填料函式浮头

图 1.6　壳体前后管箱标准（摘自 TEMA，1999）

上认可管壳式换热器的前端、尾端管箱与图 1.6 所示的类型并不相同，这类换热器不能通过 TEMA 代号来具体识别。

三种最常用的管壳式换热器有：①固定管板式；②U 形管式；③浮头式。这三种类型中，前端管箱是固定的，尾端管箱可以是固定的或浮动的(图 1.6)，这取决于由传热温差引起的壳体、管、管板间的热应力情况。

换热器的制作要根据三个机械标准，这三个标准规定了管壳式换热器的设计、制作以及材料的应用。R 类常用于有严格要求的石油及相关过程，C 类常用于中等要求的商业以及普通过程，B 类用于化学过程。换热器的制造还要遵循 ASME 锅炉和压力容器代码Ⅷ(1998)的规定，以及其他相关代码和(或)标准的规定。TEMA 标准补充并定义了 ASME 代码在换热器中的应用。此外，还须满足某些国家和地区对设备位置的要求。

TEMA 标准规定了各种机械等级的制作公差，管子尺寸及管间距的范围，折流板和支撑板，压力分类，管板厚度公式等，因此在制作时必须考虑所有细节。在本书内，我们仅在适当的地方考虑了 TEMA 标准，当然还应考虑其他标准，如 DIN28008。

管式换热器被广泛用于工业中。这是因为它们可以适用于任何容量和操作条件，例如从高真空到超高压(超过 100MPa)，从低温到高温[超过 1100℃(2000℉)]，以及存在任意温度和压差的流体间。管式换热器仅仅受材料结构的限制。此外，管壳式换热器还可以针对特殊的操作条件进行设计。如：振动、积垢严重、高粘度流体、腐蚀性流体、毒性流体、放射性流体、多组分混合物等。这类换热器用途最广，制作材料可以是各种金属和非金属(如石墨、玻璃、聚四氟乙烯)，表面尺寸范围可以由很小[$0.1m^2$($1ft^2$)]到很大[超过 10^5m^2(10^6ft^2)]。它们广泛用于石油炼制及化学工艺换热器，蒸汽再生器，冷凝器，锅炉给水加热器，电厂油冷却器，以及一些空调和制冷行业的冷凝器和蒸发器，液态及凝结流体的废热回收，环境控制等。

下面，主要讲述管壳式换热器的主要组成部件。

(1) 管子　用于管壳式换热器中的圆管有各种不同的形状。最常见的是用于加工和电力工业的 U 形管束㊀(图 1.5)。而正弦波形、J 形、L 形或冰球杆形，以及倒冰球杆形的管型，常用于先进的核换热器，这是因为它们可以承受很大的热膨胀。此外，一些强化管的形状如图 1.7 所示。同时，蛇形管、螺旋管、卡口式(图 1.8)也常用于管壳式换热器中。大多数情况下，管子为单层壁，然而，当用于具有放射性、活性或有毒流体及饮用水时，则需要采用双层壁。大多数情况下，管子为光管，但当壳侧流体为气体或低传热系数的液体时，常采用低翅片

㊀ 管束是指一组管子、折流板、管板，以及拉杆、支撑板和纵向挡板。

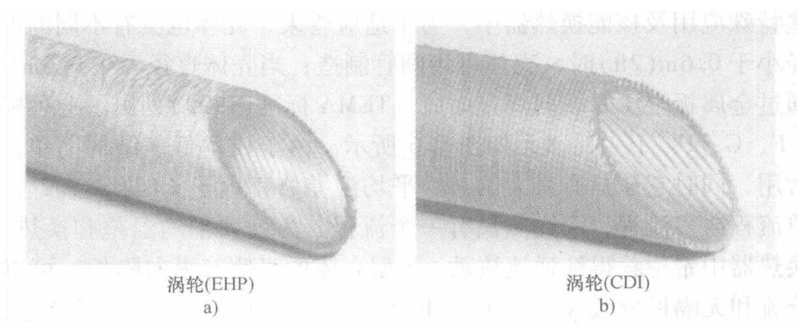


图 1.7 管壳式换热器强化管尺寸(摘自 Courtesy of Wolverine Tube, Inc. , Decatur AL.)
a) 内外均强化的蒸发管 b) 内外均强化的冷凝管

管。同时，特殊的高流量沸腾表面常采用改良的低翅片管。通常，这些翅片是由厚壁管加工而成，如图 1.9 所示。根据应用不同，这些管子由金属、塑料或陶瓷材料经过拉伸、挤压或焊接而成。

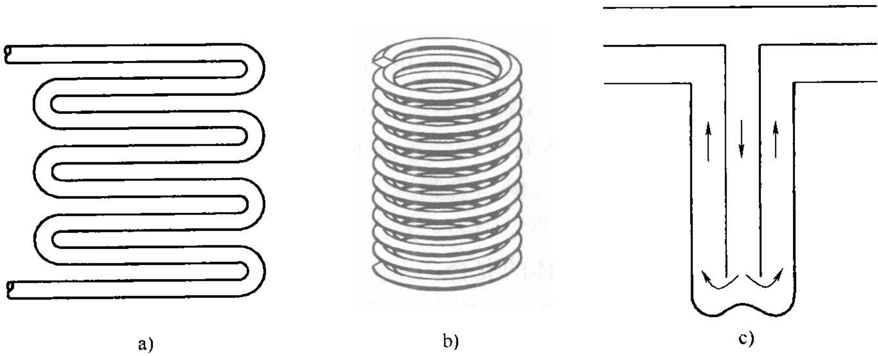


图 1.8 管壳式换热器的其他管型
a) 蛇形管 b) 螺旋管 c) 卡口形管

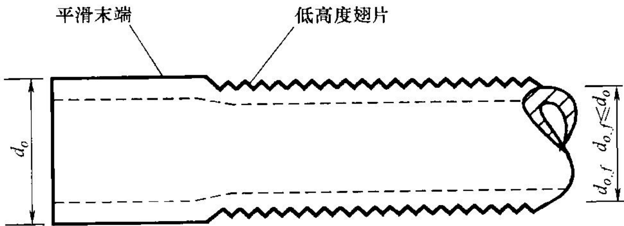


图 1.9 低翅管(末端平段置入管板)

(2) 壳体 壳程流体[⊖]在壳体内流动。通常情况下它是具有圆截面的柱体，

⊖ 管内流动的流体称为管程流体；管外流动的流体称为壳程流体。

但在一些特殊应用及核能换热器中，为了适应管束，壳体也会有不同的形状。当壳体直径小于0.6m(2ft)时，壳体可用圆管制造；当壳体直径大于0.6m(2ft)时，壳体可通过金属板辊压并纵向焊接而成。TEMA标准(1999)列出了七种标准壳体类型E、F、G、H、J、K、X，如图1.6所示。由于成本低、结构简单，E型壳体最为常用，同时它还具有最大的对数平均温差修正因子F(见3.7.2节定义)。管侧有单流程或多流程，而壳侧只有一个流程。为增大平均温差和换热有效度，双管程换热器中希望获得纯逆流流动。F型壳体的壳侧有纵向隔板，可以获得双壳程。分流和无隔板分流壳体如G、H及J型壳体(图1.6)，用于特定的场合，如热虹吸管锅炉、冷凝器以及壳侧低压降的情况。K型壳体为锅型再沸器，用于大容量沸腾。X型壳体为交叉流换热器，用于壳侧压降低，或为了降低流体诱导振动的场合。更多的壳体形状将在10.2.1.4中作进一步描述。

(3) 管口　管程和壳程流体的进出口，也就是管口，是焊于壳侧和管侧且具有一定截面的管子。作用是均匀的分布或收集壳侧和管侧流体。需要注意的是，它们不同于流体计量装置或喷射发动机的管口，因为这类管口的流动面积沿流动长度上是变化的。

(4) 前后管箱　它们是管程流体的进出口；在多数后管箱中，都留出部分余量以防止管子热膨胀。前管箱是固定的，而后管箱既可以是固定的(无管内热膨胀)也可以是浮动的，这取决于管子和壳体间的热应力。选择前管箱的主要原则是：成本、维护以及检查情况；壳侧与管侧流体混合的危险程度；对周围的泄漏量以及工作压力。选择后管箱的主要原则为：允许热应力大小；清洁壳侧移动管束时需要的余量；防止管程和壳程流体的混合；壳侧流体对周围流道泄漏的密封措施。对前后管箱(图1.6)设计的选择标准，将在10.2.1.5及10.2.1.6中讨论。

(5) 折流板　折流板可以分为纵向和横向折流板。纵向折流板的作用是控制壳程流体的总流向，从而使两种流体达到预期的流动方式。例如，F、G、H壳型都有纵向折流板(图1.6)。横向折流板可以分为折流板和折流杆(杆、条或其他轴向结构件)。在安装和工作时，折流板起到支撑管束的作用，并且可以引导流体以不同的角度流经管束从而获得高的传热系数。折流板增大了壳侧流体的湍流度，降低了管与管之间由于交叉流造成的温差及热应力。图1.10为单弓形折流板、多弓形折流板，以及盘形、环形折流板。单弓形折流板、双弓形折流板可以在给定压降下以最小的空间提供最大的传热量(由于高的壳侧传热系数)，它们应用最为广泛。三弓形以及缺口不布管式折流板用于低压降下的工况。折流板类型、间距、缺口的选择主要决定于流速、预期热负荷、允许压降、管支撑，以及流体诱导振动。盘—环形折流板或支撑板主要用于该换热器中。这些核能换热器折流板间都有小孔，使得壳侧低压降下交叉流和纵向流发生混合。这种混合流比纯纵向流的传热系数要高，同时降低了管、管间的温差。折流杆(棒)是最常

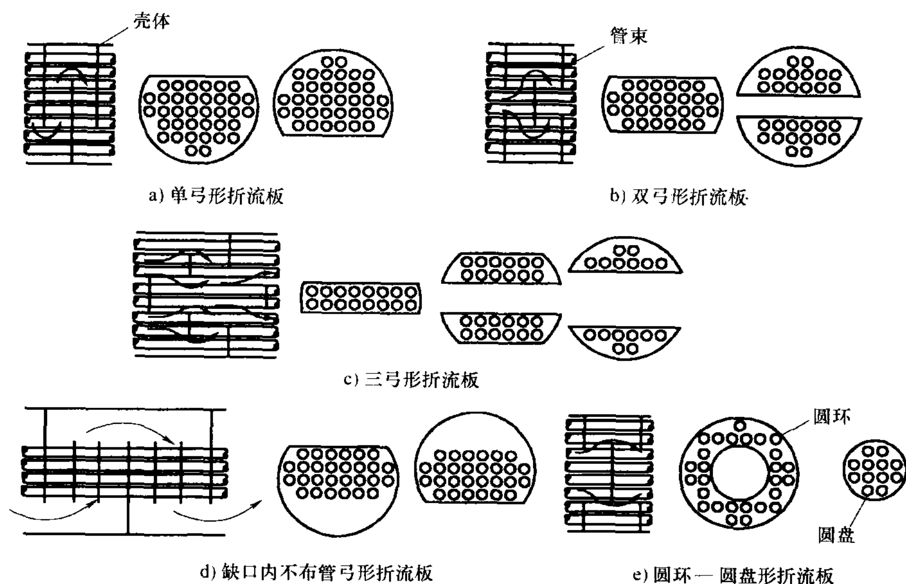


图 1.10　普通折流板类型[Mueller 改进(1973)]

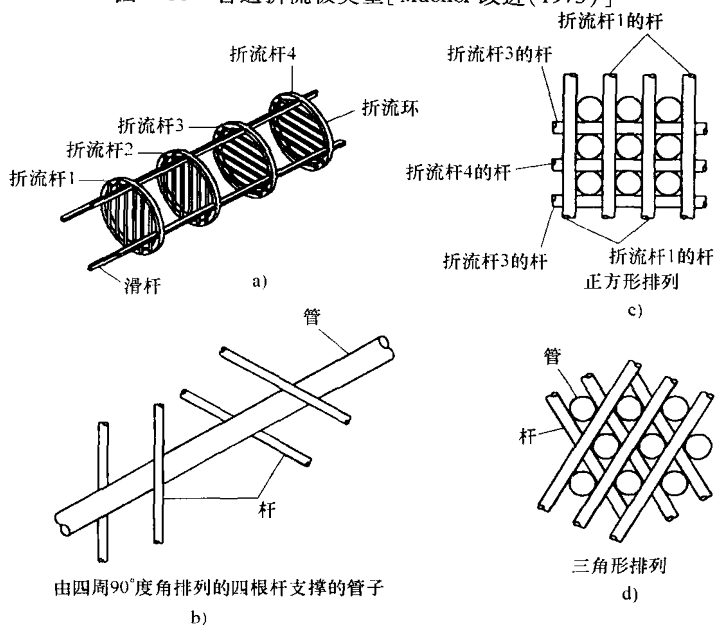


图 1.11　折流杆(摘自 Shah,1981)

a) 四组折流杆[嵌于滑杆(管子未标出)]　b) 折流杆换热器中四根杆支撑的管子

c) 换热管与折流杆的方形排列　d) 换热管与折流杆的三角形排列

用的栅式折流方式，用于支撑管子，增大壳侧流体湍流，如图 1.11 所示。折流杆式换热器的流体流动平行于管子，实际上，流体诱导的振动会由管子的折流支撑而消除。另一种折流杆式换热器是使用扭曲管(将圆管压扁以后,再扭曲)，如图 1.12 所示。扭曲管增强了刚性，消除了流体诱导振动，壳侧通过喷液等方式很易清洁，管内也易于清洁，但不能换管。低翅片管也可用于扭曲管。采用螺旋折流板的管壳式换热器如图 1.13 所示，它有如下优点：在维持高的局部传热系数下可以有低的壳侧压降，减少了泄漏量(见 4.4.1 节)消除了死点和重复循环

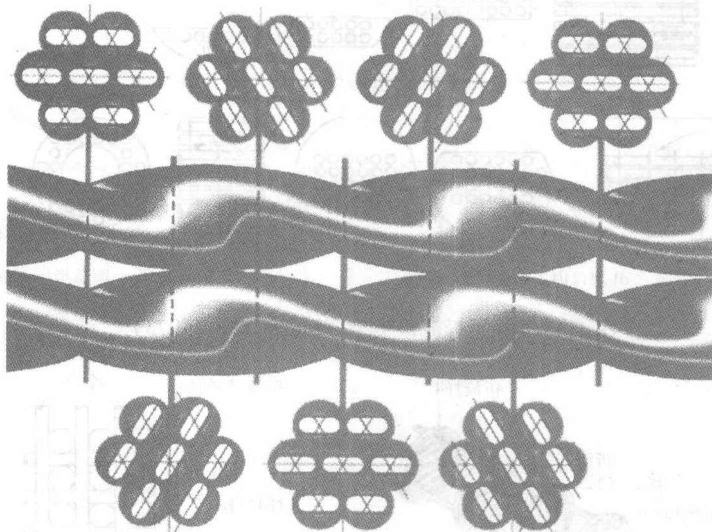


图 1.12　管壳式换热器中的螺旋管束
(摘自 Courtesy of Brown Fintube Company, Houston, TX)

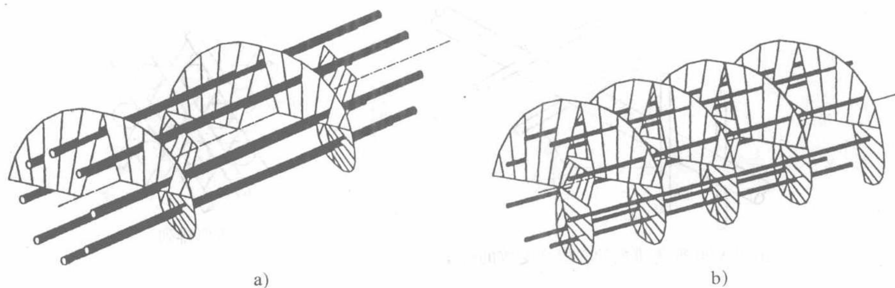


图 1.13　螺旋折流板换热器(摘自 Courtesy of ABB Lumus Heat Transfer, Bloomfield, NJ.)
a) 单螺旋　b) 双螺旋

区(降低积垢)。除 X、K 型壳体外，每一管壳式换热器都有横向折流板，而 X、

K型也要有支撑板，因为这些横向折流板的唯一作用是支撑。折流板的类型以及它们的设计将在10.2.1.3中作进一步的描述。Butterworth对这些设计给出了进一步的描述，表1.1是各种类型管壳式换热器的比较。

（6）管板　管板起到末端支撑管子的作用。管板通常为圆的金属板，其上根据管型钻有管孔、拉杆(作用是隔开并固定折流板)孔、垫圈槽、连接壳体和管箱法兰的螺栓孔。为了防止壳程流体在管板管孔和管间的泄漏，管和管板的连接可以采用很多方法，例如，胀管、滚轧管、液压胀管、爆炸焊接管、填充接头，或者管子与管板间焊接或钎焊。具体的胀接工艺如图1.14所示。

表1.1　各种类型管壳式换热器比较

特　征	折　流　板	折　流　杆	扭　曲　管	螺　旋　板
单位压降下传热良好	否	是	是	是
壳侧传热系数高	是	否	否	是
管侧强化传热方式	有插入物	有插入物	包含	有插入物
适于很高的换热有效度	否	是	是	否
低积垢趋势	否	是	是	是
可以机械清洗	方形排列，是	是	是	方形排列，是
流体诱导管子振动低	采用专门设计	是	是	采用双螺旋
可使用低翅片管	是	是	是	是

注：数据来自与Butterworth的个人交流。

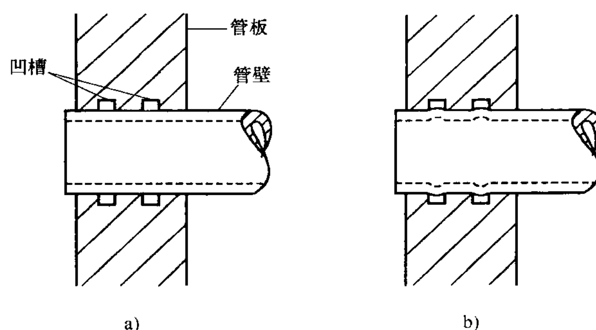


图1.14　管子与管板内管孔间的无泄漏连接详图
a）胀接前　b）胀接后

1.5.1.2　套管式换热器

这类换热器通常包括两个中心管，内管为光管或翅片管，如图1.15所示。一种流体在管内流动，另一种流体在两管之间的环域内流动。在给定表面积下，逆流流动可以获得理论上的最高性能。然而，如果要求壁温接近恒定，流体就要采用顺流流动。这可能是最简单的换热器，既能保证流体流动还易拆开清洗。由

于使用小直径管的成本低于大直径壳体，这一结构也常用于一种或两种流体承受高压的工况。因为单位面积成本高，套管式换热器通常用于所需总换热面积为$50m^2$($500ft^2$)或更小的低热容量工况。套管或复合套管换热器也使用径向和纵向翅片。含U形管束，直径150mm(6in)及以上的管(壳)，其内采用弓形折流板的换热器，又称为发夹或夹套U形管换热器。

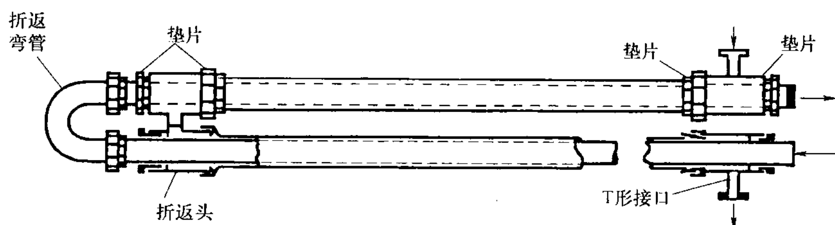


图1.15 套管换热器

1.5.1.3 螺旋管换热器

这类换热器壳体内装有一个或多个螺旋弯管。螺旋管的热流量高于直管。另外，在一定的空间内螺旋管可获得更大的表面积。这类换热器中，热膨胀问题影响不大，但清洁非常困难。

1.5.2 板式换热器

板式换热器通常是由薄板组装而成(全部为一次表面)的。板片或者光滑，或者带有波纹，它们或者是平的，或者是起伏的。通常，这类换热器不适应很高的压力、温度或压差及温差。板式换热器(PHE)[○]可分为：密封式、焊接式(单或双流程)和钎焊式，这取决于气密性要求。其他的板式换热器有螺旋板换热器、板壳式换热器、焊接板式换热器等，接下来具体介绍。

1.5.2.1 密封板换热器

(1) 基本构造　板框式或密封板式换热器(PHE)由许多薄矩形金属板组成，金属板周围带有密封的槽，通过周围的框架压紧密封组成，如图1.16所示。框架通常在连接端配有一个固定端盖(封头)和一个活动端盖(压板、从动件或尾翼)。在框架内，板片悬挂在上导杆上，由下导杆导向并调准。出于此原因，每一板片上部和下部的中心边缘处均刻有凹槽。将带有固定端盖和活动端盖的板片和长螺栓压紧，形成密封结构。后面的讨论中，我们定义板片密封垫的有效长度为L_{pack}。导杆的长度要大于被压板组的长度，原因是当活动端盖移出后，板片可以沿支撑杆滑动，以便于检查清洗。

○ 除非明确地讲，PHE就是指密封板式换热器。

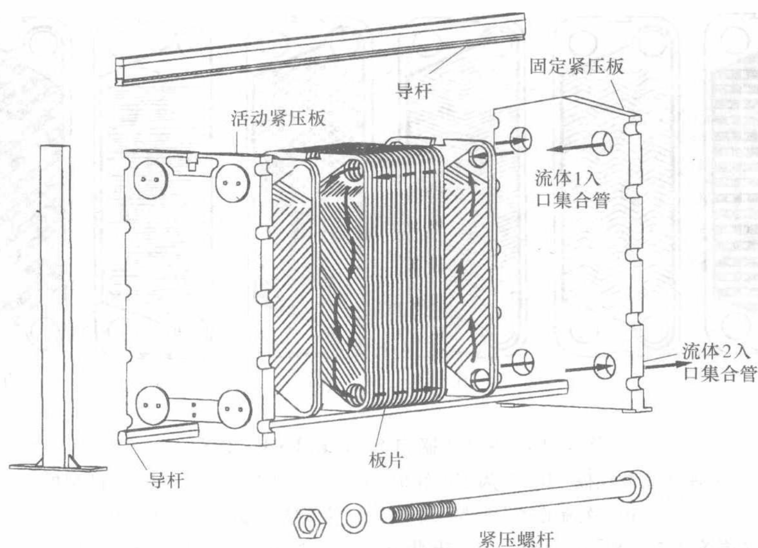


图 1.16 密封板框式换热器

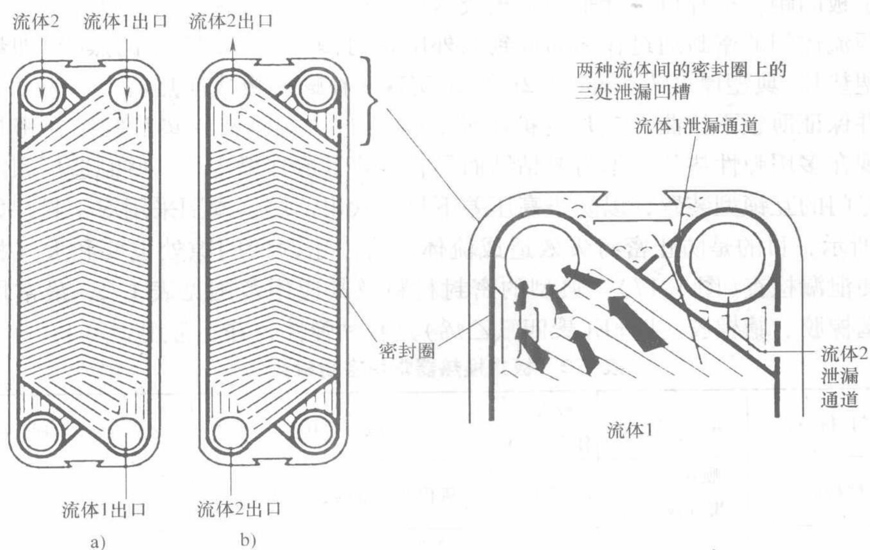


图 1.17 端口周围带密封的板片图(摘自 Shah 和 Focke,1988)

各板片的波纹面是由在金属片上印模或压花形成的。在板片一侧的外围加入了特殊的密封槽，在端口加入了垫片，如图 1.17 中的黑线所示。目前，被广泛应用的板片类型共有 60 多种，典型的板片形状(波型)如图 1.18 所示。板片交替组装，板间的突起相互接触，板组间大量的网状触点为其提供机械支撑。由此

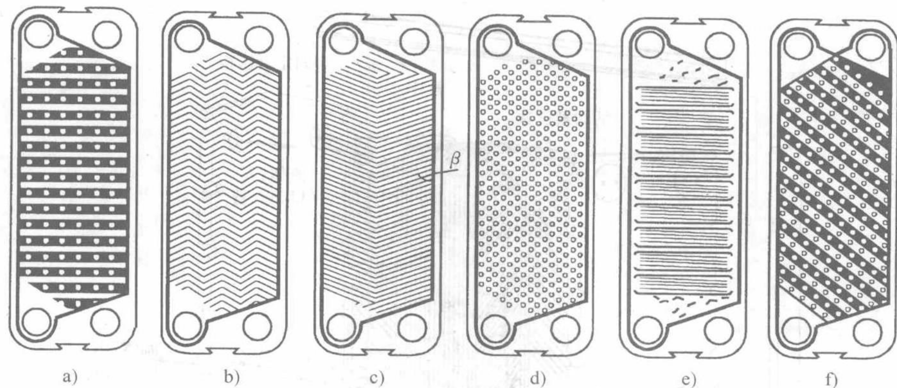


图 1.18 板组(摘自 Shan 和 Focke,1988)

a) 水平平直波纹板 b) 锯齿型波纹板 c) 人字型或 V 字型 d) 凹凸型板片
e) 带二次流的搓衣板型波纹板 f) 带倾角的搓衣板型波纹板

而形成的流道狭窄、易被中断、流动曲折，剪应力高导致积垢热阻减小，产生了二次流，增强了湍流程度，从而强化了传热。同时，波纹也改善了板片的刚度，形成了板间距。板片可设计采用硬板或软板，这取决于湍流强度高低。

两流体间的密封通过在前面提到的外围密封槽中(图 1.17 中的黑线)加垫弹性模塑垫片[典型厚度为 5mm(0.2in)]来实现。在螺旋板式换热器中，为了提供密封并保证薄板不扭曲，垫片要被压缩 25%。过去常将密封垫片胶结在密封槽中，现在多用弹性垫片，不需要粘结而是直接将其嵌在槽中。一些制造厂家还提供了专门的互锁型装置，以防止高压差下垫片吹出。端口周围采用双密封，如图 1.17 所示，目的是防止密封失效造成流体混合。密封的间隙处也要和大气相通以方便泄漏检查(图 1.17)。典型的密封材料及其应用范围见表 1.2，最常用的是丁基橡胶、腈橡胶。PTFE(聚四氟乙烯)具有黏弹性，并不常用。

表 1.2 板式换热器常用密封材料

密封材料	属性名称	最大工作温度/℃	应用	注释
天然橡胶	顺式-1，4-聚异戊二烯	70	氧化性溶剂酸，酒精	
SBR(丁苯橡胶)		80	碱性，酸性，氧化性水溶液中	抗油性低
氯丁橡胶	反-1，4-聚氯丁二烯	70	酒精，碱，酸，脂肪，碳氢化合物溶液	
腈		100～140	奶，果汁，饮料，制药及生化应用，油，气，动植、物油，碱、脂肪有机溶液	抗脂材料；尤其适于乳酪

（续）

密封材料	属性名称	最大工作温度/℃	应用	注释
丁基合成橡胶（硫化树脂）		120～150	碱，酸，动植物油，醛及一些脂	具有低的抗油性，适于奶的超热处理，耐温达150℃的有机化学溶液
乙丙橡胶（EDPM）硅橡胶	聚二甲硅氧烷	140	碱，氧化性溶液 普通低温，酒精，次氯酸盐	不适于脂肪液
氟橡胶		175	高温水溶液，矿物油，有机溶液，动植物油	
石棉纤维		200～260	有机溶液，高温应用	

每一板片均具有四个角孔，在板片的每一侧都由两个角孔提供流道。组装板片时，角孔依次排列形成两流体的分流总管。端盖连有进出口连接管，依次连于板上的角孔（分流总管），再与输送两流体的外部管相连。通过进口连接管，一种流体进入压紧板的一个角孔，继续通过交替的串联或并联的通道[㊀]。在一组通道中，板间入口处不加入密封垫片（例如，图 1.17a 流体 1 的入口端口），流体进入角孔后，在两板间流动，由另一角孔流出。在板的同一侧，另两个角孔被双密封片挡住，如图 1.17 所示，因此另一流体（流体 2，图 1.17a）不能进入该板的同一侧[㊁]。对于1-1 型[㊂]逆流板式换热器，角孔处的密封垫片将前一通道隔住（例如，图 1.17b，流体 2 可以流过而流体 1 不能流过）。不太常见的是，各板仅在一侧有密封垫片，嵌在后部相邻板的密封槽内。从图 1.16 中可看出，由于角孔处交替的密封垫片使得每一种流体都有各自的单一流道。最常见的流体方式为 1-1 型逆流流动，入口和出口都连接在固定端盖上。通过适当的密封阻挡角孔流体的流入，各流体可得到一个或更多的流程。而且，在一个框架内可以安装很多台换热器。当多于两台 1-1 型换热器时，需要在板组内适当的位置插入一两块隔板（如图 1.19 所示）。在进行牛奶的巴氏杀菌时，有多达五台换热器用来对原奶和灭菌牛奶加热、冷却、再热。

典型的板式换热器的尺寸及性能参数如表 1.3 所示。任何一种可进行冷加工

㊀ 此通道是指在两板间形成的一种流体的流道；相反，板片的作用是将两流体分开并将热量由热流体传向冷流体。

㊁ 这样的布置，使密封垫片在起到密封作用的同时还能分开流道间的流体。

㊂ 对于板式换热器，流程指的是一组流道，流体在换热器整个长度方向上沿同一方向流动（从板组的顶部到底部；如图 1.65 所示）。对于 m-n 型的两种流体的板式换热器，流体 1 流过 m 个通道，流体 2 流过 n 个通道。

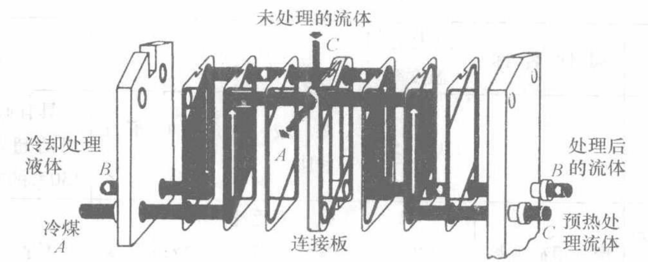


图 1.19 板式换热器中三种流体换热

（摘自 Courtesy of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.）

的金属材料都可用于 PHE 换热器。最常见的板式换热器材料有不锈钢（AISI304 或 316）和钛。有时也用镍合金钢 825，625 及哈氏 C-276 等。很少采用镍或者铜-镍及蒙乃尔合金材料。碳钢在制作薄片时耐腐蚀性差，也不被使用。石墨及聚合体材料常用于腐蚀性流体。板式换热器单位体积的换热面积范围为 120 ~ 660m^2/m^3（37 ~ 200ft^2/ft^3）。

表 1.3 板框式换热器的尺寸及运行工况

单台		运行	
最大表面积	2500m^2	压力	0.1 ~ 3.0MPa
板片数	3 ~ 700	温度	-40 ~ 260℃
		最大端口流速	6m/s（对于液体）
端口尺寸	小于 400mm（液体）	流道流量	0.05 ~ 12.5m^3/h
		最大单台流量	2500m^3/h
板片		**性能**	
厚度	0.5 ~ 1.2mm	温差	低达 1℃
尺寸	0.03 ~ 3.6m^2	换热器效率	高达 93%
间距	1.5 ~ 7mm	水—水传热系数	3000 ~ 8000W/(m^2·K)
宽度	70 ~ 1200mm		
长度	0.4 ~ 5m		
水力直径	2 ~ 10mm		
单板面积	0.02 ~ 5m^2		

注：来自 Shah(1994)。

（2）流动方式　板式换热器中流体可以采用很多种流动方式（图 1.65 所示），这取决于要求传热量、允许压降、流速范围以及两种流体的流速比。每一流程内的换热板数量[㊀]可以相同也可以不同。板式换热器不管是单流程，还是多

㊀ 对于板式换热器，理论上来说，两侧最外层板作为末端板它们并不参与流体间的换热，因为末端板热阻大，而且在末端板与管箱间存在气体间隙。其余各板称为换热板，在流体间传递热量。

流程，总是尽量采用热力性较好的逆流或总体逆流流动(见1.6.1节及1.6.2节)。

板式换热器最常见的一种流动方式为1-1U型流动方式(图1.65a)。这是因为这种设计所有的流动端口都位于固定端盖，便于拆卸、清洁和维修。多流程的流动中，流动端口和连接件连于固定和活动端板上。当流速相差较大或者要充分利用压降以提高传热系数时，通常采用多流程。

(3) 优点及不足 板式换热器的优点如下：各部件容易拆装，清洁、检查、维修方便。板片尺寸、波形结构、流动方式灵活，传热表面易改变或重新安排，以满足不同的载荷任务。由于波纹板比管壳式积垢降低了10%～25%，因此可以得到高的切变速率、切应力、二次流、高湍流及混流，从而强化换热。由于边界层的破坏和再形成、旋流和涡流的产生，以及小的水力直径，故会使传热系数有所提高。在相同的热负荷下，由于传热系数高，积垢小，不存在旁流和泄漏现象，可实现纯逆流流动，板式换热器所需的换热面积是管壳式换热器的1/2到1/3，因此减小了换热所需的成本、体积以及安装空间。而且，板式换热器的总重为等负荷管壳式换热器的1/6。除非板片产生了小孔，否则流体间不会发生泄漏。由于密封垫片置于两板片之间，所以此处发生的泄漏都会流到换热器外部。在给定侧，不同流体及微粒的停留时间(从换热器的入口到出口)几乎相同。在杀菌、巴氏消毒、烹饪方面，这一特性能够满足换热的一致性要求。换热器内没有使热敏流体变质的过热、过冷区。换热器内流体流量小；对于昂贵流体，反应速率和过程控制非常重要。由此可看出，板式换热器可以获得较高的热力性能。板式换热器(PHE)高逆流度可使流体温度上升1℃。高的热有效度(高达约93%)便于回收利用低品质的能量。此外，在管壳式换热器中存在的流体诱导振动、噪声、热应力、入口冲击等问题，在板式换热器中均不存在。

由于使用板片和密封垫片，密封板式换热器中也存在一些局限性。板式换热器能够承受的最大压力约为3MPa，但通常其运行压力不足1.0MPa。密封材料(PTFE聚四氟乙烯除外)限制了密封板式换热器在高腐蚀环境下的应用，也限制了其最大工作温度260℃，但为了避免使用昂贵的密封材料，工作温度通常低于150℃。密封垫片的寿命一般是有限的，一些工况下，还要不断更换密封垫。针孔泄漏很难检查。在相等的流速下，板式换热器的压降比管壳式换热器的压降大得多。然而，由于常用的流速很小，板的长度短，压降通常在允许的范围内。容积流量相差很大的相变换热不适用于对称安装的板式换热器[⊖]。一些情况下，不同流速范围的热负荷取决于两流体的允许压降和两种流体的不同流程数。为进一步发挥板式换热器的优点，两流体可采用不同的流程，但是，需要注意考虑如何充分利用压降。

⊖ 开发出了专门的用于相变的板式换热器。

由于密封外围长，板式换热器不适于在高真空下应用。板式换热器也不适用于腐蚀性流体或带有纤维性材料的流体。在一些情况下，可以处理悬浮物，但为了避免阻塞，最大悬浮颗粒直径应该不超过平均流道间隙的1/3。粘稠流体也可以处理，但在冷却时，高粘度流体会导致流体分布不均。板式换热器可能会发生泄漏，因此不能使用有毒流体。最大的板式换热器换热面积可达每台2500m^2（27000ft^2）。一些新型密封板式换热器的极限值将在下面章节中描述。

（4）主要应用　1923年引入板式换热器用于牛奶巴氏消毒，现在主要用于液—液（粘度高达10Pa·s）换热。由于易于清洗，又能满足杀菌、巴氏消毒的热控制要求，所以板式换热器成为乳品、果汁、饮料、酒、普通食品加工，以及制药行业的理想选择。板式换热器也用于合成橡胶业、造纸、过程加热器、冷却器、大型石油化工及电厂环路冷却系统。这些情况下，常用钛板，并使用海水或盐水冷却。

板式换热器不太适用于低密度的气—气换热场合，它们常用于高密度蒸汽的冷凝或蒸发。较低蒸汽密度限制了对更低密度出口的蒸发。也有一些特殊的板式换热器，用于高密度蒸汽的冷凝和蒸发，如氨、丙烯，以及其他常见制冷剂，同时它们也可用于联合蒸发、制冷的工况，即可以在很低的蒸汽密度下工作。

1.5.2.2　焊接式及其他板式换热器

密封板式换热器的缺陷之一是密封垫的使用，这限制了它们用于兼容的流体（非腐蚀性），也限制了它们的工作温度和工作压力。为了克服这一缺陷，人们设计了焊接板式换热器，即流体的一侧或两侧采用焊接板。为有效地降低焊接成本，这类换热器板的尺寸通常比密封板式换热器的要大。这种设计的缺点是使焊接侧失去了拆装灵活的特点。实质上，整个板片周围采用激光焊来形成密封。板片两侧焊接可以承受更高的工作温度以及压力（350℃，4.0MPa），板片之间允许使用可与板材兼容的腐蚀性流体。焊接板式换热器可用于多流体、多流程。全焊接板式换热器可以采用四种流程。图1.20为常用的板框换热器的一组板片，流体一侧采用焊接

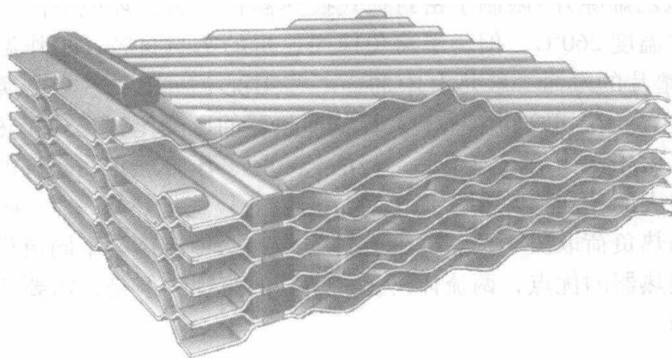


图1.20　焊接板式换热器截面

（摘自 Courtesy of Alfa Laval Thermal, Inc., Richmond, VA.）

密封。用于焊接板式换热器的材料有不锈钢、哈氏合金、镍基合金、铜钛等。

如图1.21所示为一台Bavex型焊接板式换热器，带有焊接管箱。Stacked型板式换热器是另一类焊接板式换热器(Packinox设计)，矩形板叠放起来并在边缘焊接。Packinox设计的板式换热器的物理尺寸范围的最大值可达到宽1.5m×长20m，突破了原板式换热器的最大值(为宽1.2m×长4m)，单台最大表面积超过10000m^2。当此换热板组置于圆柱形压力容器中时，最大工作温度和压力分别为815℃和20MPa。当入口压力低于2MPa，入口温度低于200℃时，板束不再置于压力容器壳体中，而是采用螺栓紧固在两厚钢板之间。该换热器应用在催化重整、氢硫化，以及原油蒸馏、甲醇合成转化、丙烷冷凝等过程中。

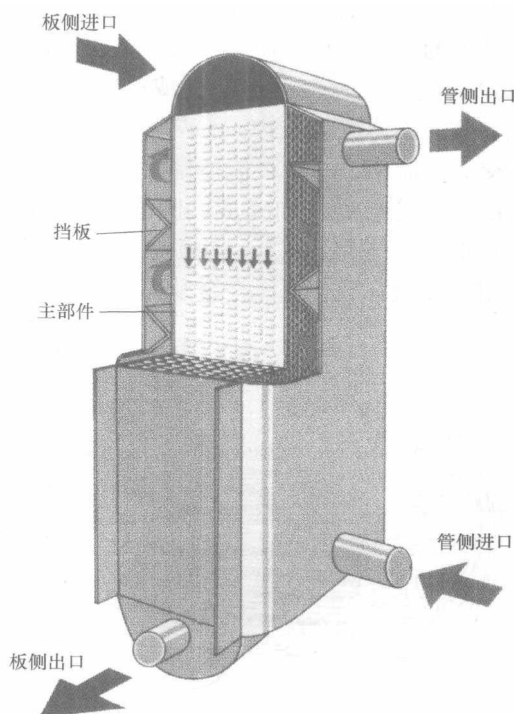


图1.21 Bavex型焊接板式换热器(摘自Reay,1999)

真空钎焊板式换热器是一种高温高压热负荷下的紧凑型换热器，它不用密封垫、螺栓、支架及导向杆。它包括一块不锈钢板和两端板，通常采用铜钎焊，当用氨作介质时，采用镍钎焊。板片尺寸通常只有0.3m^2，可以直接连接在管路中而不需支架和基础。该换热器不能拆开，因此只适用于不易积垢的情况。其应用包括制冷工业中的水冷蒸发器和冷凝器，过程水加热和回收。

还有一些其他类型的板式换热器，应用于传统板式换热器应用受限的场合。

双层壁面板式换热器用于防止两种流体混合；大间隙板式换热器用于含有高纤维或大颗粒的流体、浆液；石墨板式换热器用于高腐蚀性的流体；弹性流换热器，一侧采用平翅，另一侧为传统流道，用于处理不均匀的负荷(流速比为2:1,甚至更高)；板式蒸发器，采用不均匀板用来处理混合过程流体(液体和蒸汽)以及流速不同的流体。

1.5.2.3 螺旋板式换热器

螺旋板式换热器由两块相对较长的金属板和定距柱组成。定距柱焊在螺旋板表面，环绕在芯轴周围形成两流体的螺旋通道，如图1.22所示，两流道边沿密闭。这样，各流体沿紧凑狭长的单一流道在两板之间流动。换热器两端还需要盖板。任何可进行冷成形及焊接的金属材料都可以用于此种换热器。常用的金属材料有碳钢及不锈钢。其他的金属材料有钛、哈氏合金、镍合金钢及高镍合金。基本螺旋原件的密封可以通过在通道的两侧焊接或采用密封垫片(非石棉基的)，从而使两种流体实现下面的流体流动方式：①两种流体螺旋逆流；②一种流体螺旋流动，另一种流体交叉流流动；③一种流体螺旋流动，另一种流体既有螺旋流又有交叉流。整个装配在圆柱形壳体内完成，圆柱形壳体两端用两圆形板盖住(也可能一块或没有,这取决于流动方式)，盖板为平板或圆锥形板，常用碳钢或不锈钢材料。其他常用的材料有钛、哈氏合金及镍合金钢。

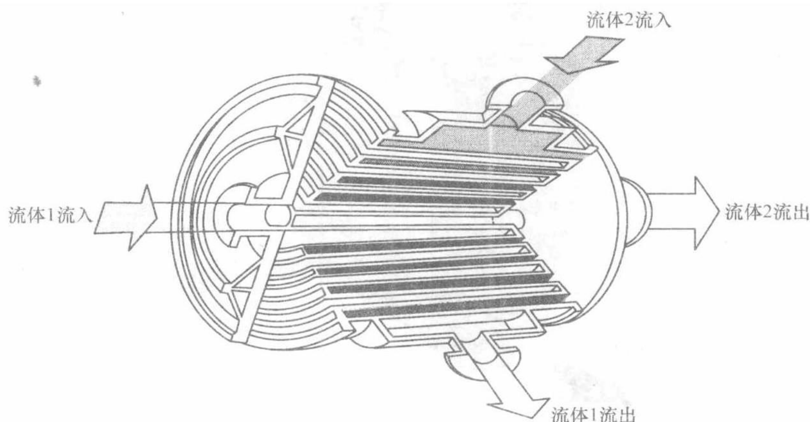


图1.22 螺旋板换热器中两流体逆流

由于板片的旋转，螺旋板换热器可以有相对大的直径。最大换热器换热面积达500m^2(5400ft^2)，壳体直径达1.8m(72in)。典型的流道高度为5～25mm(0.20～1.00in)，钢板的厚度范围为1.8～4mm(0.07～0.16in)。若板片不是波纹板，则其传热系数没有板式换热器高。然而，因为其流道为弧形，其传热系数要高于管壳式换热器。因此，相同热负荷下，所需表面积比管壳式换热器少20%。

逆流螺旋常用于液—液换热、冷凝和气体冷却。如果一侧压降有要求，如气

流或高液流，就采用交叉流(直流)。当用于冷凝和蒸发时，须垂直安装；水平安装用于液体中存在高浓度固体的情况。

该类换热器的优点如下：因为该类换热器采用单流程，可以更有效地处理粘稠、积垢液体及泥浆类液体。如果流道开始积垢，流道内局部流速会有所增加，流速增加时积垢速度又会降低。与管壳式换热器相比，其积垢速度很低。由于采用单流程的原因，该类换热器更适于化学清洗、冲刷及反冲清洗工艺。端盖可以移动时，也适于机械清洗。这样，维修次数比管壳式换热器要少。冷流体在最外层流动，换热器外侧不需热绝缘，在入口温度接近于周围环境温度时，热损失可以忽略。内部空间容量比管壳式换热器的要低(低60%)，相对紧凑。通过调整不同的流道高度，可以调整两体积流量不同的流体的流速。

该类换热器也有不足，如前所述，最大尺寸受到限制。对于大尺寸来说，工作压力范围为0.6～2.5MPa。采用压紧石棉密封，最大工作温度为500℃，然而多数情况下设计在200℃。同时，由于结构特征，其维修困难。

该类换热器非常适用于冷凝或再沸器。可用于硫酸、亚硫酸厂的纤维素干燥，也可用作热虹或锅型再沸器。尤其适用于粘性流体和泥浆，分解污水污泥和工业废水。当用于泥浆及其他积垢流体时，螺旋板一侧或两侧不焊定距柱，同时减小螺旋板的宽度。也用于处理含矾土的悬浮液，以及醇工业中的捣碎液。

1.5.2.4 板壳式换热器

板壳式换热器包括外层管壳以及壳体内的传热元件。这些传热元件，即板束，为扁平管(成组的浅凹薄板,边缘焊接,形成高宽比大的矩形流道)，如图1.23所示。板束内口为3～10mm(0.1～0.4in)，壁厚1.5～2.0 mm(0.06～0.08in)。板束相互叠合，形成壳侧狭窄的流道。板束末端插入密封垫片以防止管壳间的流体相互泄漏。对于小型换热器，板束宽度自两端到中心逐渐增加，以充分利用可用的空间，如图1.23a所示。然而，对于大型换热器，板束内有两个(图1.23b)或更多的扁平管以承受工作压力。换热器内无折流板，板束一端固定，另一端浮动，以补偿热膨胀。这种换热器为改良的浮头式管壳式换热器。一种流体(管程流体)在板束内流动，另一种流体(壳程流体)在板束之间纵向流动，壳侧无折流板。这样，换热器内通常为逆流流动，单流程。扁平管束带有波纹，相邻管束点焊而成。由于水力直径小，同时也不存在传统管壳式换热器遇到的泄漏、旁流问题，因而通常可以得到较高的传热系数。同板式换热器一样，波纹状表面既增大了传热系数，同时也增加了压降。调整适当的板间距，可以处理含纤维、泥浆的流体。大型换热单元换热面积可达1000m^2(10800ft^2)，相同热负荷下的板壳式换热器重量低于管壳式换热器。板壳式换热器可承受的压力为3.45MPa，采用聚四氟乙烯密封时耐温可达200℃，采用非石棉密封时，耐温达500℃。该换热器用于纸浆业、化学处理业中的热回收，以及其他工业，可达到

管壳式换热器的换热效果。

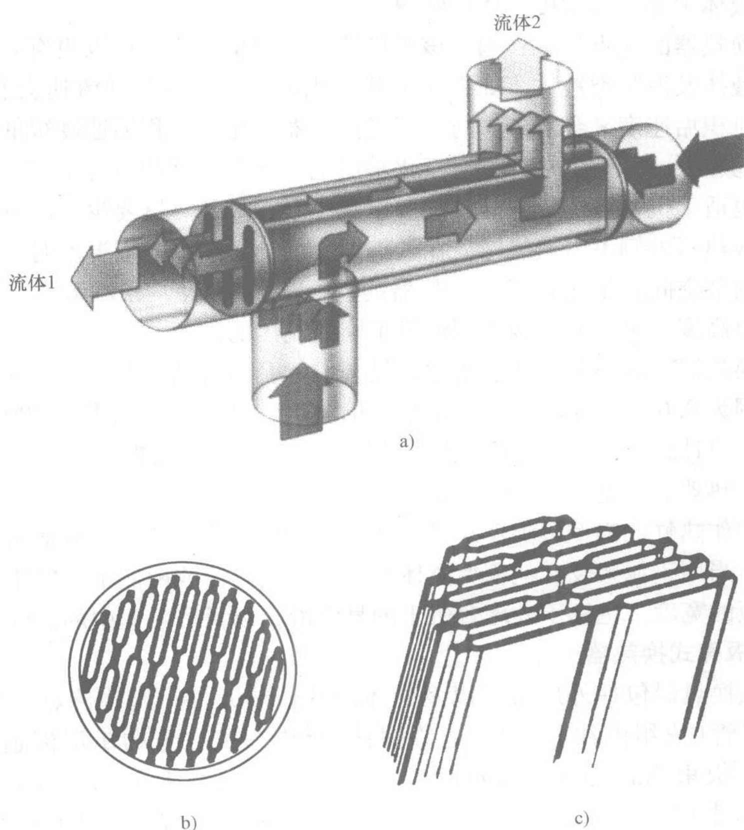


图 1.23 板壳式换热器(摘自 Courtesy of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.)
a) 板壳式换热器外形 b) 板壳式换热器横截面 c) 板壳

1.5.2.5 印制电路板式换热器

该类换热器如图 1.24 所示，与密封板式换热器一样，仅有一次换热表面。采用工艺与印制电路板工艺一样，板上刻有细小的沟槽。一组化学蚀刻的板扩散粘结，再与流体进、出口箱焊接起来形成了换热器。对于两种不同的流体，通过不同的刻蚀模式，可以形成交叉流、逆流或多道交叉流的换热器。单块板路上可以有多流程、多流体。大负荷时，可以将多块板路焊接在一起。流道深度为 0.1 ~ 2mm(0.004 ~ 0.8in)。在工作压力为 50 ~ 10MPa(7250 ~ 290psi)，工作温度为 150 ~ 800℃时，面密度高达 650 ~ 1300m^2/m^3(200 ~ 400ft^2/ft^3)㊀。该类换热器

㊀ 面体比 650 ~ 1300m^2/m^3 分别对应于工作压力 50 ~ 10MPa。

可用材料较广，包括不锈钢、钛、铜、镍，以及镍合金。目前已经成功地应用于化学工艺、燃料加工、废热回收、电力能、制冷及空气分离方面，主要针对相对清洁的气体、流体和相变液体。它们广泛应用于海洋采油平台方面，作为二次冷却压缩机、气体冷却器、分离惰性气体的低温处理过程等。由于流体通道小，对于低中压应用，流体有压降限制。然而，该类换热器的主要优点是高压、高强度，设计灵活，效率高。

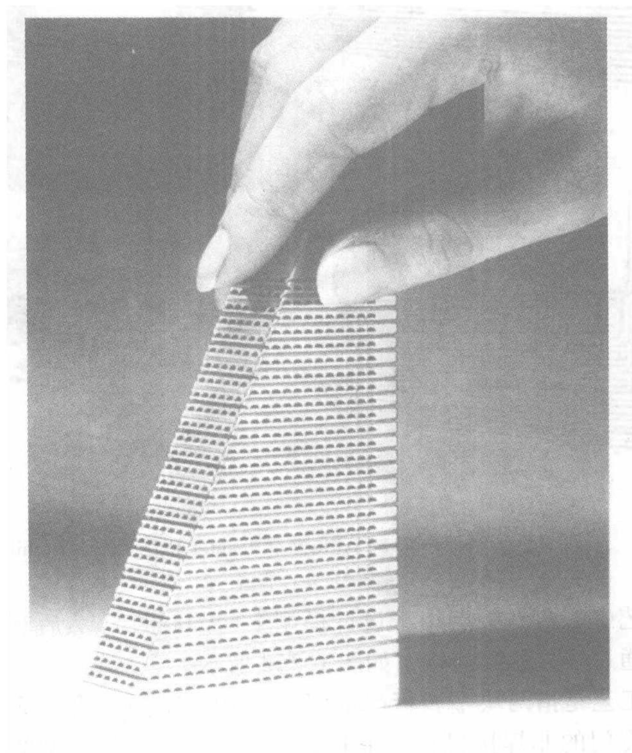


图 1.24 印制电路板式换热器

（摘自 Courtesy of Heatric Division of Meggitt(UK)Ltd.,Dorset,UK.）

1.5.2.6 板圈式换热器

板圈式换热器的基本部件为板圈和凹凸板，如图 1.25 所示。根据其内的流体被冷却或被加热，板圈用作热沉或热源。板圈做成与系统相适应的形状或尺寸，扁形板圈插入容器或者放入空气中，用于传热。一般来讲，板圈有三种制作方法：冲压、点焊、辊压结合。在冲压过程中，流道在一块或两块钢板中冲压成形。压出槽道的板与平板(未压)连接，即形成单边刻槽的板圈。当板两边都刻槽时，就形成了两边带槽的板圈。两板通过电阻焊相连，详见图 1.25a 及图 1.25b。

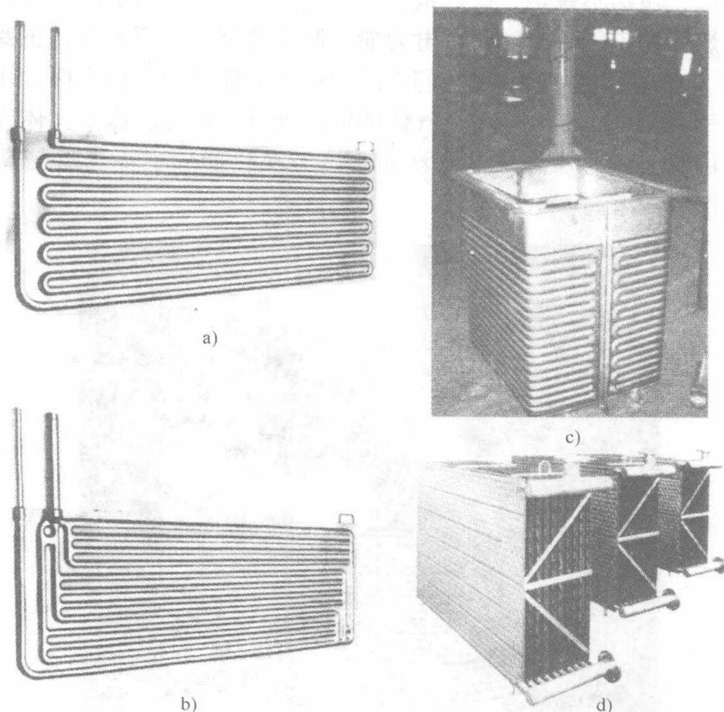


图 1.25 压型凹凸印制板(摘自 Courtesy of Tranter PHE, Inc., Wichita, TX.)
a) 蜿蜒型 b) 多区型 c) 容器 d) 点焊设备

在点焊工艺中，两平板点焊于设计模型上(无压槽)，然后利用高压液体膨胀形成流道，通过熔核相互连接，如图 1.25d 所示。

辊压结合工艺是指两块金属板(铜或铝)采用纯冶金结合，除非一些“特定槽道”要采用专门的非焊接材料。用非焊接材料作好设计流型的金属板与未加非焊接材料的板叠放并加热，迅速在高压下进行热辊，进行冶金结合。随后采用冷压，以适当增加长度。然后板圈退火，在边沿插入微细管道，使阻焊材料曝光，平面板圈放在两板之间，在高的液压下，高压气体在设计位置膨胀流出流道。这种工艺限制了板圈的形状为扁平状。

最常用的板圈材料有碳钢、不锈钢、钛、镍及其合金、蒙乃尔合金。板圈金属板规格为 1.5 ~ 3.0mm(0.06 ~ 0.12in)，这取决于材料以及所用板单面刻槽还是双面刻槽。材料采用碳钢、不锈钢时，双面板最大工作压力达 1.8MPa，单面板达 1.2MPa；采用蒙乃尔铜-镍合金、钛时，双面板最大工作压力达 0.7MPa。

相对来说，板圈式换热器并不贵，在任何的工作压力下，都可以做成预定形状及厚度的热沉或热源。因此，在工业中应用广泛，如低温、化学、光纤、食

品、颜料、制药，以及太阳能吸热器。

1.5.3　扩展面换热器

除采用了低翅片管的管壳式换热器外，前述所讲的管式、板式换热器主要是一次表面换热器。该类换热器有效度（定义见3.3.1节）通常为60%或更低，传热面密度通常低于700m^2/m^3（213ft^2/ft^3）。一些应用中，需要更高（高达98%）的传热有效度，同时由于设备安装空间和质量的限制，还要求设备具有更紧凑的换热表面。而且，以气体或液体为介质的换热器，流体一侧或两侧的传热系数相当低，这就要求有很大的换热面积。增大换热面积和紧凑度最常用的方法之一是增加扩展表面，根据具体的设计要求选取翅片密度（翅片频率，单位为翅片数/m）尽量高的翅片。另外，根据设计不同，翅片一般可以将原换热一次表面的面积增加5～12倍。这种换热器称为扩展表面换热器。采用薄尺寸板、恰当布置核心部件也可增大流通面积。扩展面上的传热系数可能高于或低于无翅片表面。例如，不连续（条型、百叶等）翅片既增大了传热表面积又增大了传热系数，而管内翅片在增大管内面积的同时会降低传热系数，这取决于翅片间距。一般来讲，增大翅片密度会降低与翅片相关的传热系数。不连续翅片（如错位条型翅片、百叶型翅片等）的传热系数比相应的平翅（无切口）增大了2～4倍。板翅式和管翅式是两种最常用的扩展表面换热器[㊀]。

1.5.3.1　板翅式换热器

这类换热器的组成包括：波纹型翅片（最常用的为三角形或矩形截面），或并列板片间的定距片（指的是板片或隔板），如图1.26所示。有的翅片带有圆角并与扁管（指前面提到的成形管）做成一体，这样可以不用边缘封条。如果液体或相变流体流经另一侧，常将隔板换成扁管，可能带内插物也可能不带（如图1.27所示）。另一种板翅式结构带有拉制外圈（如图1.28所示）和管芯[㊁]结构。板片或扁管将流体分为两股，翅片形成单独流道。每一流体都平行地连于管箱，以形成换热器两个或更多的流道。翅片采用冲模或辊压成形，然后采用硬钎焊[㊂]、软钎焊、附着粘合、焊接、铆接或挤压的办法装配成形。翅片可用于气—气换热场合，用于气—液换热时，翅片通常仅用于气侧，用于液体侧时主要是出

㊀　如果换热器一次表面粗糙（由于制造工艺或者是人工影响）或带有小型翅片（翅片高度等于或小于管半径的5%），有时称之为微翅片换热器。

㊁　在车辆行业，为与管翅式换热器中的外部平翅相区别，板翅式换热器中的波纹翅片称为芯板。前者在车辆行业中简单称为翅片。

㊂　在机车行业，最常用的钎焊工艺为充气式硬钎焊（CAB，在充满氮气的大气压下，无腐蚀性的气流中进行，也称为Nocolok工艺），有时也采用真空钎焊。在低温制造业，仅采用真空钎焊。

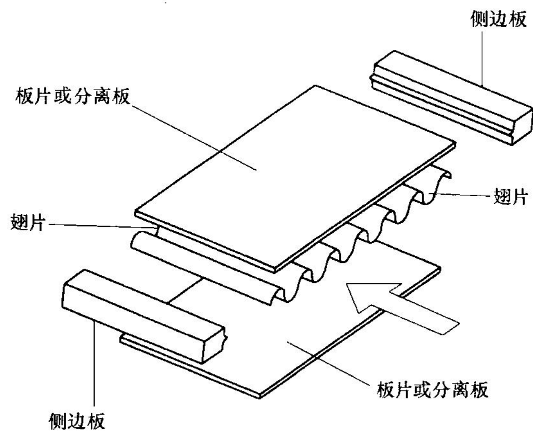


图 1.26 板翅式换热器的基本部件

于增加结构强度及加大流体混合的原因。翅片有时也用于承受压力和增加刚性。在欧洲，板翅式换热器也称为一组换热单元。

板翅可以分类如下：①平直翅片(即无切口)，如三角型翅片和矩形翅片；②普通波型翅(波型主要在流道方向上)；③不连续翅片，如错位条型、百叶型、

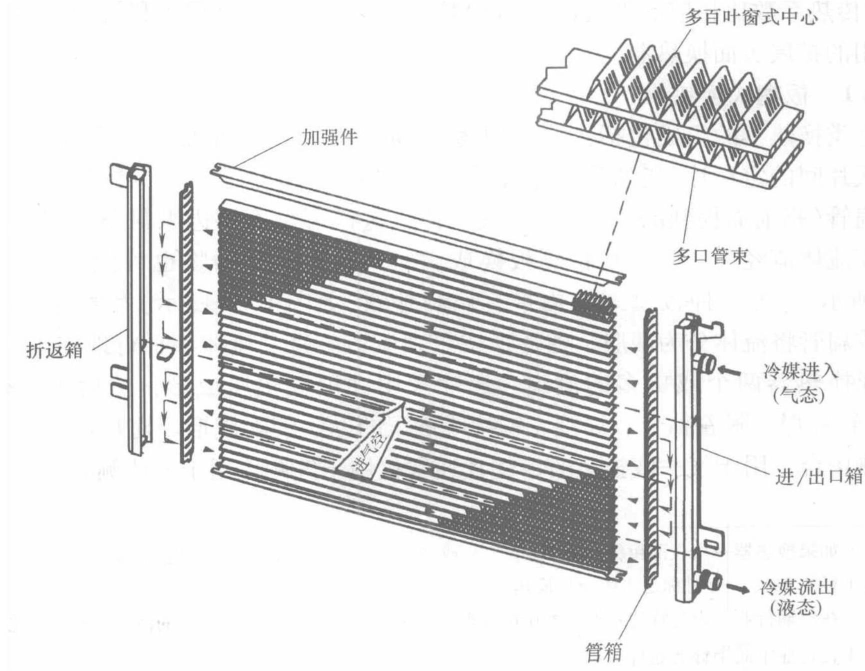


图 1.27 车辆冷凝器中扁平网状管及多叶窗型翅片
(摘自 Courtesy of Delphi Harrison Thermal System, Lockport, NY.)

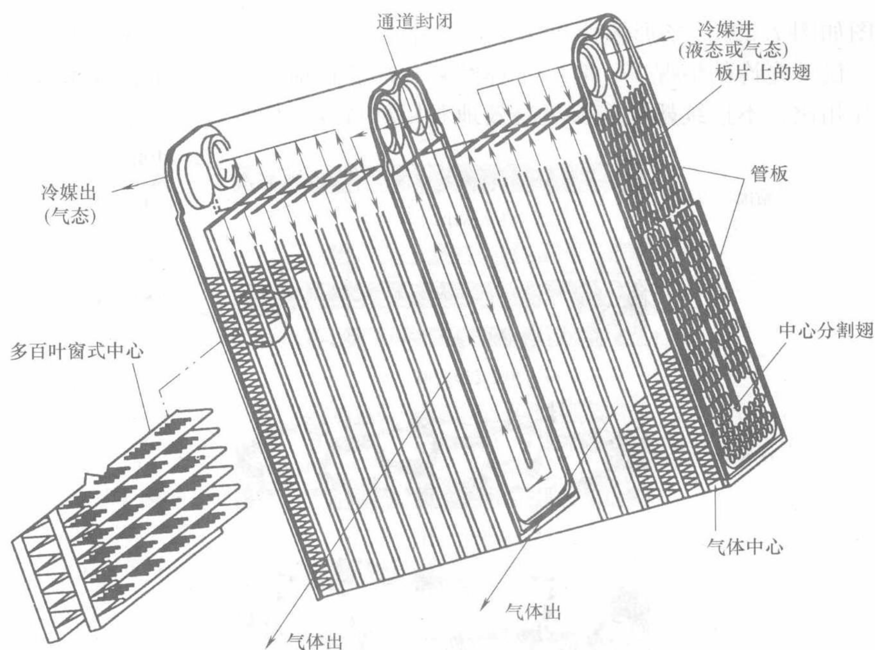


图1.28　车辆蒸发器中的U形肋板及多叶窗型翅片
（摘自 Courtesy of Delphi Harrison Thermal System, Lockport, NY.）

带孔、钉翅。常用的翅片如图1.29所示。多百叶型如图7.29所示，其*AA*截面

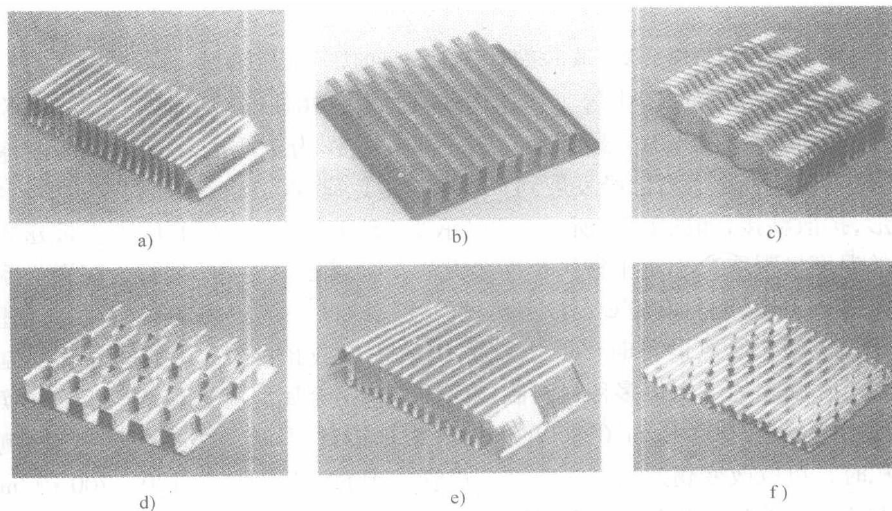


图1.29　板翅式换热器中的波形翅片
（摘自 Courtesy of Delphi Harrison Thermal System, Lockport, NY.）
a）普通三角型翅　b）普通矩型翅　c）波纹翅　d）锯齿型翅　e）多叶窗翅片　f）带孔翅

的简图如图7.29c。条形翅片也叫错位翅片、错位杆形翅片、锯齿形翅片或分段翅片。设计允许的情况下，各类不连续翅片广泛地应用于工业中，这是因为与平直翅片相比，不连续翅片能够更有效地利用材料的结构特点。

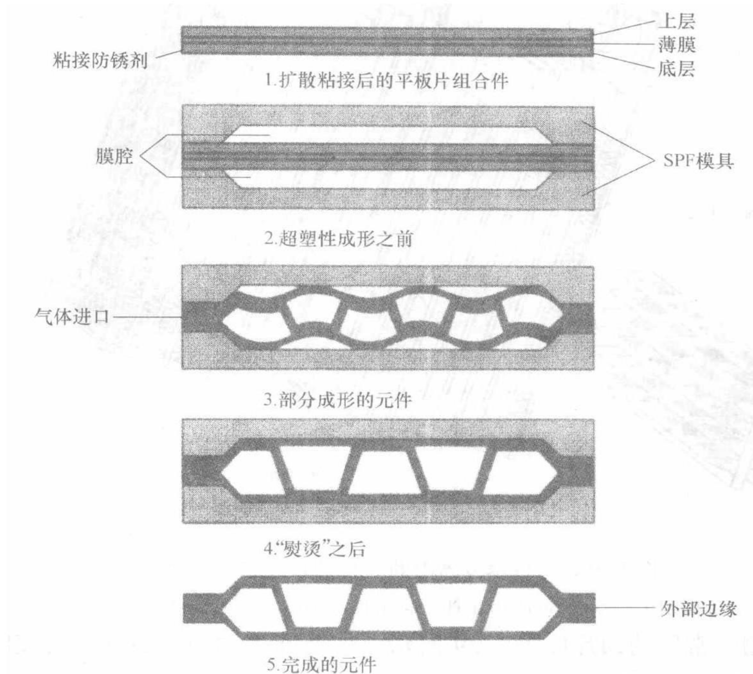


图1.30 超塑性变形扩散粘接板翅式换热器的加工制造(摘自 Reay,1999)

板翅式换热器常用于中等工作压力场合(低于700kPa)，而商业板翅式换热器工作压力可达8300kPa。最近，采用二氧化碳作为工质的车辆空调冷凝系统(图1.27)，其工作压力已经发展到14MPa。最近研究的钛板板翅式换热器(经弹性变形,扩散粘接,如图1.30所示)可以承受35MPa甚至更高的压力。板翅式换热器的温度极限取决于所用材料及连接方法，金属板耐温达840℃，陶瓷板耐温达1150℃，最高可达1370℃。日本研发的处理纸材料(吸湿)制作而成的板翅式换热器，应用于通风设备时(对建筑物、房间预热或预冷)，其工作温度限制于50℃。板片和翅片可由很多种材料制作而成，包括金属、陶瓷和纸。板翅式换热器的面密度可达5900m^2/m^3(1800ft^2/ft^3)。根据设计要求，在选择任一流体侧翅片面积时，可以改变翅片高度或密度。尽管常用的翅片密度为120~700翅/m(3~18翅/in)，有些应用场合可达2100翅/m(53翅/in)。常见的翅片厚度范围为0.05~0.25mm(0.002~0.01in)，翅高范围为2~25mm(0.08~1.0in)。密度为600翅/m(15.2翅/in)的板翅式换热器，翅片的面密度可达1300m^2/m^3

($400ft^2/ft^3$)。实质上，板翅式换热器形状尺寸范围极广，各种可用材料也很广泛。与相同负荷的管壳式换热器相比，低温板翅式换热器的体积为管壳式换热器的10%。

板翅式换热器于20世纪初期用于汽车业(黄铜翅片管)，20世纪40年代用于航空业(材料为铝)。由于铝在低温下具有更好的力学性能，从20世纪50年代开始采用铝材料用于气—液换热，现在也广泛用于电厂(汽轮机、蒸汽、核能、燃料电池等)，运输业(车辆、卡车、飞机等)，热动力循环系统(热泵和制冷等)和电力、低温、气体液化、空调以及废热回收系统。

1.5.3.2 管翅式换热器

这些换热器可以分为传统及特殊管翅式换热器。对于传统管翅式换热器，两种流体间通过管壁导热进行热量传递。然而，对于热管换热器(一种特殊类型的管翅式换热器)，管子两端封闭且作为隔离面(热管)，两种流体间通过分离壁以导热的方式进行热量传递，热管内发生蒸发和冷凝。下面首先描述传统的管翅式换热器，然后再讨论热管换热器。

(1) 传统的管翅式换热器　在气—液换热器中，液体侧的传热系数通常比气体侧高一个数量级。因此，为平衡两侧的热导(几乎相同的 hA)，以便得到最小尺寸的换热器，气体一侧常采用翅片以增大换热面积 A。这类似于一侧为蒸发或冷凝的流体，另一侧为气体的情况。另外，如果一侧流体的压力高，从经济性上考虑，通常使用传热管。

在管翅式换热器中，圆管及矩形管最为常见，有时也用椭圆管。翅片通常加于管子外侧，一些情况下也用在管子内侧。翅片与管的连接方式有：压紧机械配合、缠绕张紧、附着粘接、软钎焊、硬钎焊、焊接或挤压。

根据翅片类型，管翅式换热器可以分类如下：①独立翅片管换热器或简称为翅片管换热器，如图1.31a及图1.32所示，每根管上都有标准翅片；②带有平翅(连续)的管翅式换热器，如图1.31b及图1.33所示。翅片可以是平翅、波形翅或不连续翅，可以用圆管、椭圆管、矩形管或其他形状的管子；③纵向翅片管，如图1.34所示。文献中提到的带有平翅的管翅式换热器是指板翅和管，平翅管和管子平翅。为避免与1.5.3.1中的板翅式换热器混淆，这里的管翅式换热器都带有平翅(平滑、波纹或不连续)。前面提到的分类1和2中的管翅式换热器指的是空调及制冷业中的盘管，管外有空气，管内有制冷剂。大型管翅式换热器中，采用独立翅片管更为坚固实用。由于平翅换热器结构简单，可以大规模生产，因此其单位换热面积成本低。纵向翅片通常用在套管式换热器中，用于冷凝和粘稠液体工况。

当管壳式换热器壳侧传热系数低于管侧时，如高粘度液体、气体或冷凝制冷蒸汽，常在壳侧使用低翅片管用来增加其表面积。低翅片管通常为带有螺旋和环

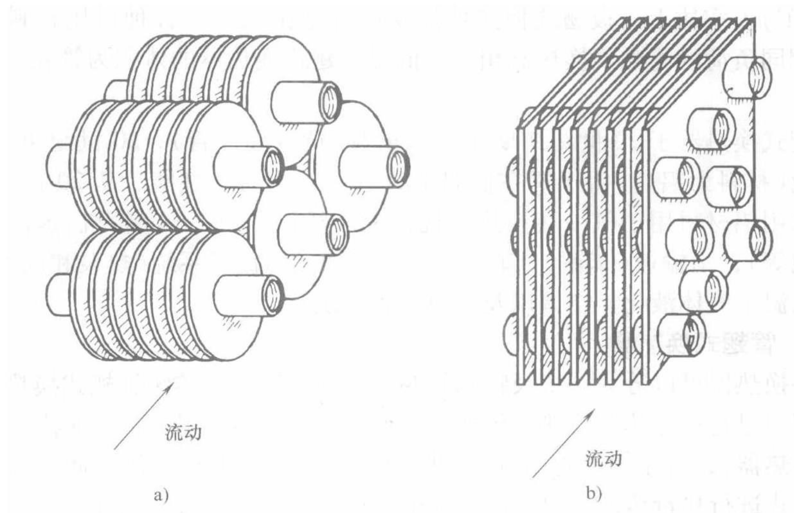


图 1.31 管翅式换热器

a) 独立翅片管 b) 组合管上的平(连续)翅(尽管称为平翅,但有时也有波形,百叶形或不连续翅片)

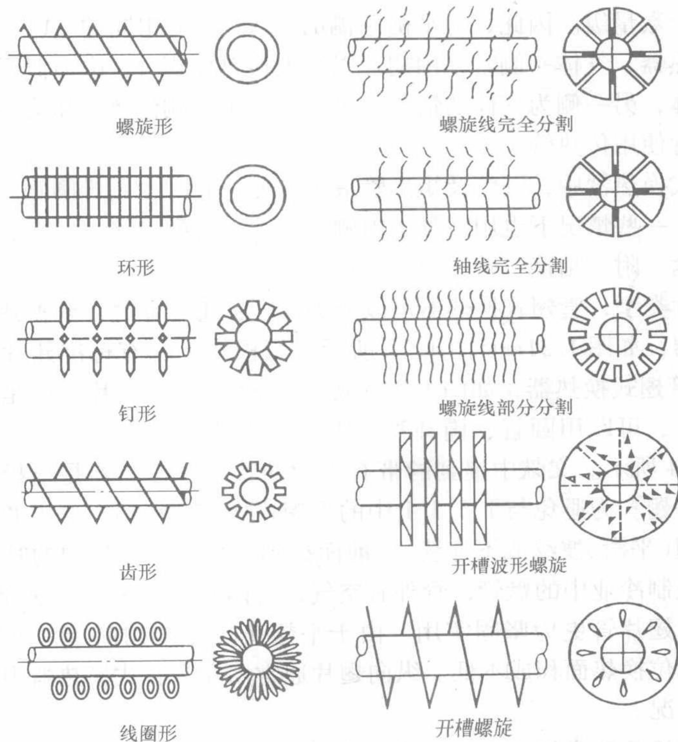


图 1.32 单根翅片管(摘自 Shah,1981)

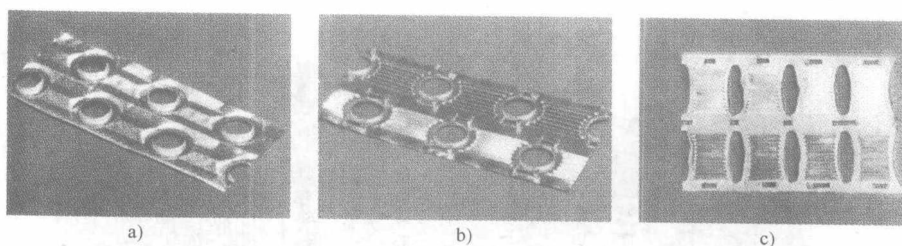


图 1.33 圆形、扁平行或椭圆形的平翅
(摘自 Courtesy of Delphi Harrison Thermal System, Lockport, NY.)
a) 波型翅 b) 多叶窗型翅(两翅片交错绕过管子) c) 多叶窗型翅(内嵌椭圆管)

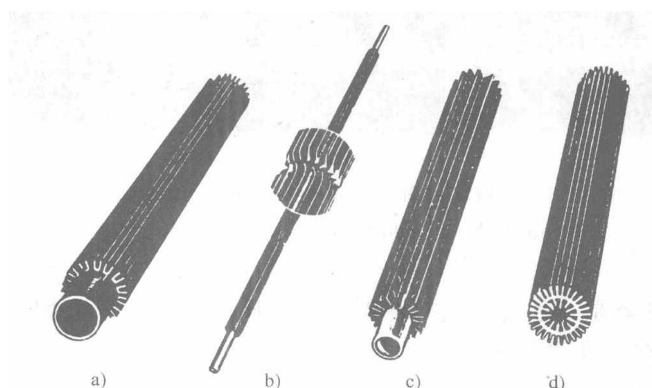


图 1.34 单根管上的纵向翅
(摘自 Courtesy of Brown Fintube Company, Houston, TX.)
a) 连续平直翅 b) 断开扭曲翅 c) 多孔翅 d) 内外纵向翅

翅的独立管；翅片外径(图 1.9)通常略低于折流板孔径。管壳式换热器中也常采用纵向翅片。管内翅片有两种类型：集成散热片(如内部翅片管)和附着翅片。内部翅片管如图 1.35 所示。

管翅换热器可以承受超高的管侧压力。最高温度也受连接类型、所用材料、壁厚的影响。管翅式换热器通常没有板翅式换热器紧凑。用于商业的管翅式换热器面密度可达 3300 m^2/m^3 (1000ft^2/ft^3)。在翅片侧，通过改变翅片密度和片尺寸，可以得到预期的表面积。典型的翅片密度为 250 ~ 800 翅/m(6 ~ 20 翅/in)，厚度为 0.08 ~ 0.25mm(0.003 ~ 0.010 in)，长度为 25 ~ 250mm(1 ~ 10in)。平翅密度为 400 翅/m(10 翅/in)的管翅式换热器，其密度约为 720m^2/m^3(220ft^2/ft^3)。

当一种流体压力较高和(或)有更高的传热系数时，采用管翅式换热器。因此，在空调和制冷业，这类换热器广泛用于冷凝器和蒸发器；在电力行业，用作冷凝器；在动力行业，用作油冷器；在过程和能源行业，用作空冷器(也指扇翅

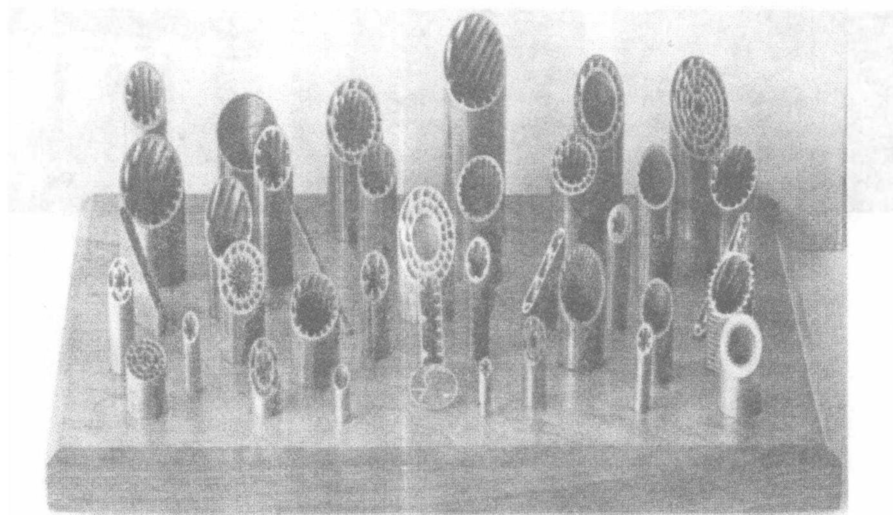


图 1.35　内翅管(摘自 Courtesy of Forged-Fin Division, Noranda Metal Industries, Inc., Newtown, CT.)

式热交换器)。

空冷式换热器是一种管翅式换热器，热介质流体(通常为液体或冷凝液体)由管内流过，空气在管外强迫或诱导流过。如果冷却塔中用水作为冷却介质，则称为干冷塔。由于采用风扇动力设计的局限性，这类换热器的特征是管束(短气流长度)浅，表面积大。

(2) 热管换热器　这类换热器与管翅式换热器类似，有独立的翅片管或平(连续)翅管。然而，管子为热管，冷热气体持续流过换热器，如图 1.36 所示。热量通过对流从热气传递到热管的蒸发段，然后热能由蒸汽带到热管冷凝段，通过对流将热量传递给冷气。

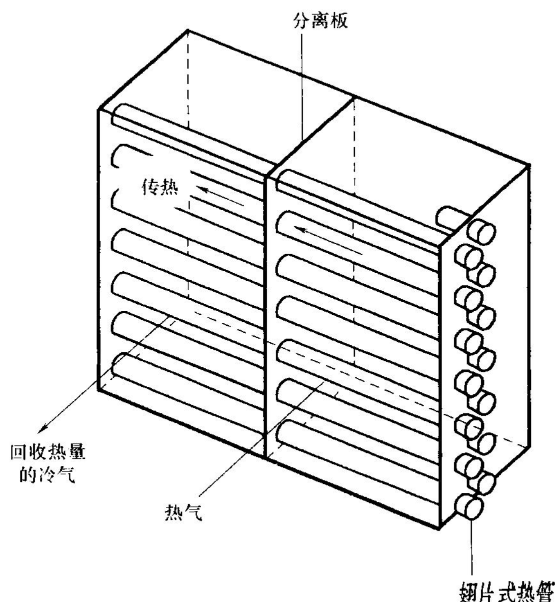


图 1.36　热管换热器(摘自 Reay, 1979)

如图 1.37 所示，热管为一密闭的抽真空的管或容器，并充有

部分传热流体(一种有效的润湿管芯的工质),两端永久密封。热管的内表面通常布有毛细管芯(多孔衬、筛,或内部有槽的壁面)。通过管芯的毛细力,使得工质从冷凝段回到蒸发段,这就是热管的独特特征。对于设计合理的热管,芯部工质的液相是饱和的,管内其余部分为蒸汽相。当蒸发段受热时,芯部的工质蒸发,压力增大,蒸汽通过管中央流到冷凝段,蒸汽在冷凝段冷凝,释放出相变潜热转化为热沉(对于冷流体,在热管外部流动,如图 1.37 所示)。蒸发段的热量通过蒸发使芯部表面干燥,但当流体蒸发时,液气交界面退回芯部表面,产生了毛细压力。该毛细压力迫使冷凝液流回到蒸发段,从而完成循环。这样,合理设计的热管可以将相变能持续地从蒸发段输送到冷凝段,而不会吸干芯部。如果热管倾斜,冷凝段高出蒸发段,冷凝流体也会在毛细力或重力的作用下回到蒸发段。如果重力足够大,也可以不用管芯。只要热管换热器的冷热气间有温差,就会有持续密闭的蒸发冷凝循环,热管就会持续发挥作用。一般来讲,蒸发和冷凝段温差较小(约为5℃),因此热管换热器总热阻很小。热管中常用水作为工质,也用其他流体作为工质,这取决于其工作的温度范围。

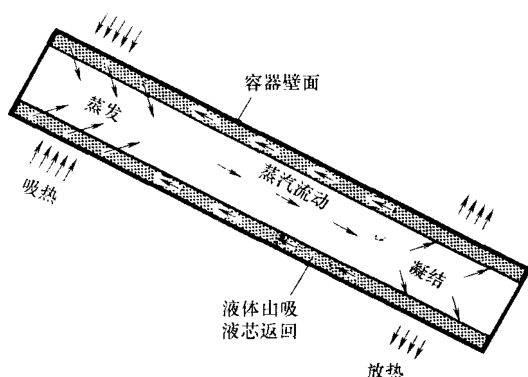


图 1.37 热管及其运行

图 1.36 为热管换热器(HPHE)在气—气应用的一个例子,从图中可以看出,有很多带翅的热管(类似于采用空气冷却器盘管)嵌在框架中,用于管道装配。翅片的应用增大了表面积,弥补了气侧低的传热系数。翅片可以螺旋地绕在每根管子周围,也可以将平翅或鳍片胀入管子。两侧可以有不同的翅片密度,或者根本没有翅片(用于液体侧)。蒸发段位于冷凝段下方,管束既可以平行于也可垂直于蒸发段。管排通常交错排列,典型的管排数在 4 ~ 10 之间。对于气—气热管换热器(HPHE),蒸发段的长度比输送热废气的管道要长,冷凝段位于需要预热的空气侧。热管换热器(HPHE)的中部有隔离板,主要用于阻止两种气流混合,起密封作用。由于隔离板较薄,HPHE 型热管没有其他热管所具有的绝热段。

换热单元尺寸随气流不同而不同。小尺寸的为长 0.6m,高 0.3m,最大的单元为 5m × 3m。在气—液换热时,气体截面保持不变,但由于液体侧具有较高的传热系数,其外部不需要翅片,长度也可以短些。

热管性能会受到水平倾角的影响,这是因为重力会促进或阻止冷凝液的毛细

作用。因为这一特性，通过倾斜换热器可以控制输送的能量，从而最终影响传热量。这一特征可以用来调整热管换热器的性能。关于热管换热器(HPHE)更为详细的设计，可以参考 Shah 和 Giovannelli 的相关书籍。

热管换热器常用于气—气换热。它们主要用工业及以消费品生产为目的的废热回收。

1.5.4 再生器

如前所述，再生器是一种蓄热式换热器。换热表面或元件通常指的是再生器内部的换热单元。为连续运行，有些单元定期地进出蒸汽(图 1.38 ~ 图 1.40)，称之为旋转再生器；有些通过阀门改变气流流向从固定换热单元进入或流出，称之为固定单元再生器(图 1.41)，有时也称为周期流动再生器[一]、回转再生器、

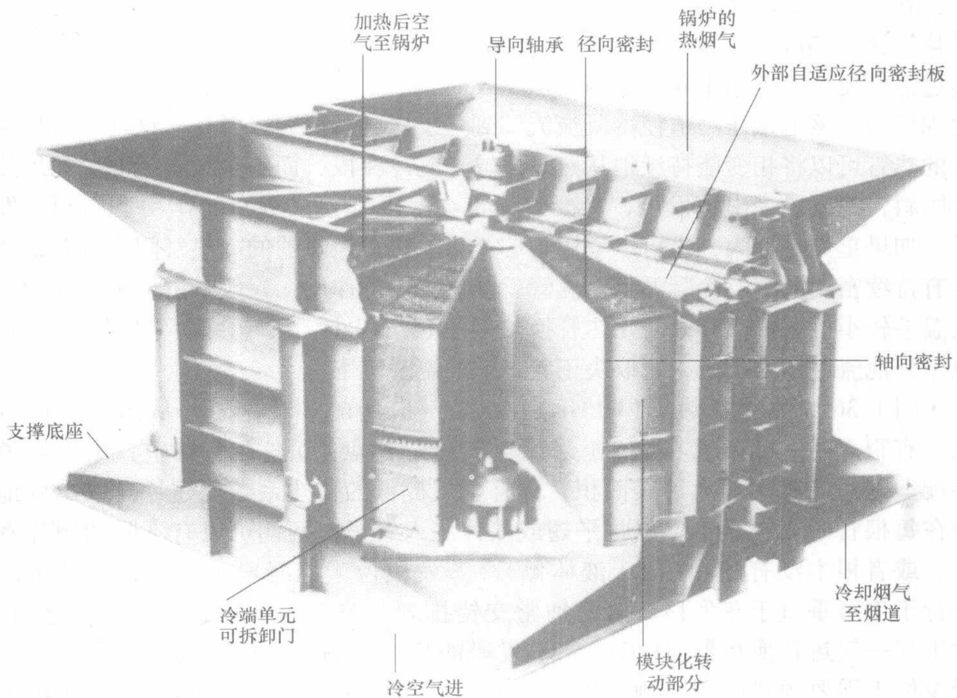


图 1.38 径流式空气预热器(摘自 Courtesy of ABB Alstom Power Air Preheater, Inc., Wellsville, NY.)

[一] Kays 和 London 将旋转再生器和固定再生器定义为周期流动换热器，因为从观察者的角度看，两种类型的再生器都有周期性的流动。

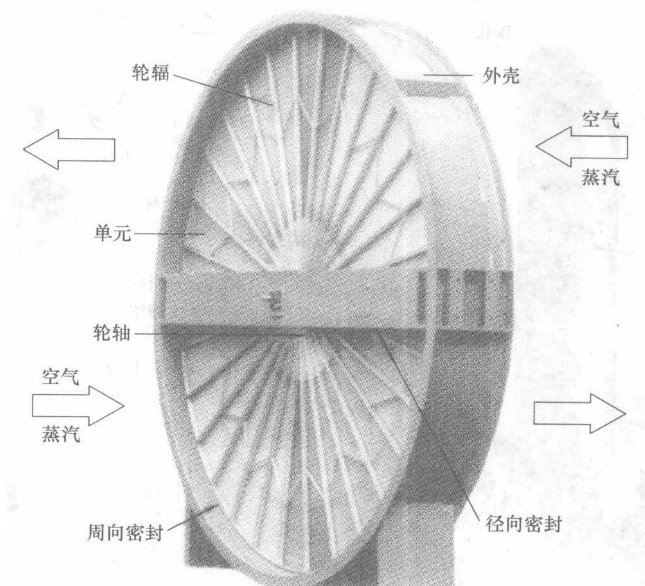


图 1.39 多孔膜做成的热轮及旋转再生器

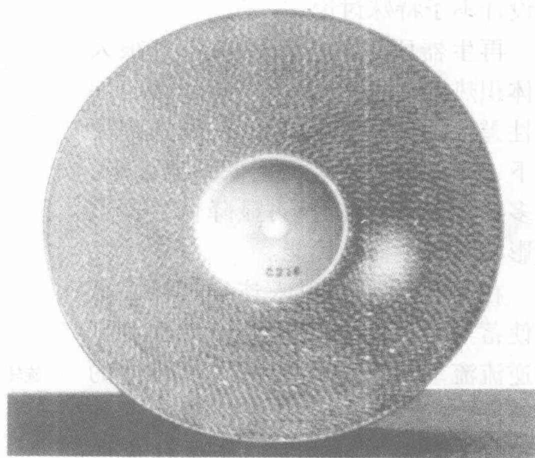


图 1.40 日本处理纸做成的旋转再生器

可逆蓄热器。在旋转再生器中，单元(盘或转子)连续旋转，其中，流过热流体的部分是恒定的(带有盘角 θ_h)，其余部分流过冷流体侧(带有盘截面角 θ_c)；两流体出口温度在流动面上是变化的，也随时间而变化。两种流体通常反向流动，由单元的管道系统及摩擦密封分离。对于固定单元再生器，热冷流体采用管道，利用不同单元(至少两种相同的单元持续运行)的阀门输送，形成交替工作时间 P_h 和 P_c，出口流体温度随时间改变。然后，两种流体再次沿相反的方向流动。

第三种类型的再生器带有固定单元(盘形)以及固定的气流，但是气体通过旋转罩输送到单元，如图 1.42 所示。在发电厂，Rothemuhle 式再生器用于空气预热。由于各种类型再生器的基本设计理论相同，关于 Rothemuhle 式再生器的

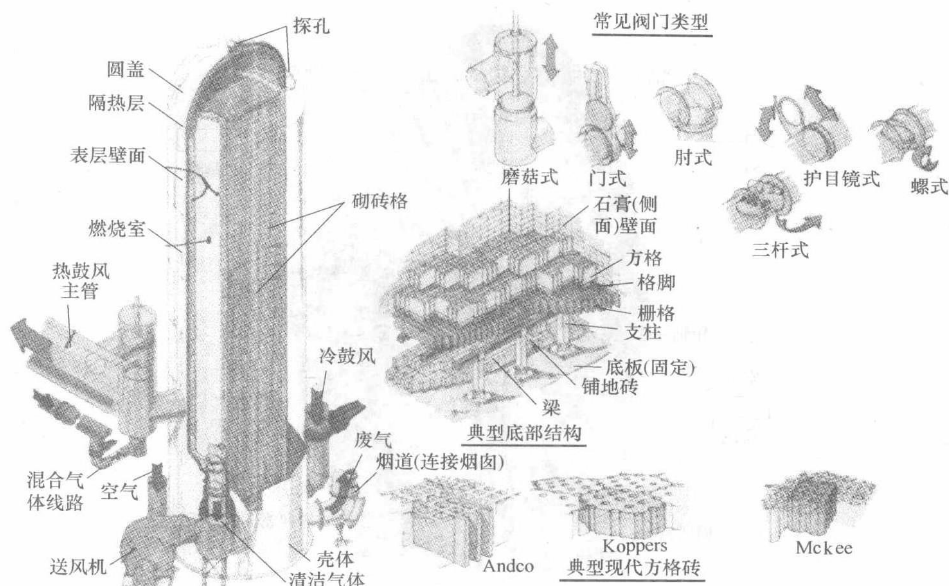


图 1.41 Cwper 炉(摘自 Courtesy of Andco Industries, Inc., Buffalo, NY.)

热设计不予特殊讨论。

再生器所需的材料需要具有很大的体积热容量(高 ρc_p),纵向(气流)导热性差。需要注意的是,在很低的温度下,20K(36°R)甚至更低的温度下,大多数金属的比热容明显降低,这严重影响了再生器的性能。

在相反的一端引入连续气体,可以使蓄热式换热器获得热动力性良好的逆流流动。当增大切换冷热流体的旋转速度或频率时,其热性能接近纯逆流换热器;但实际上,随着速度的增大,随之而来的泄漏现象也很明显。这降低了再生器的性能。在一些应用上,可以采用顺流流动(气流在同一端引入),再生器没有回热器所对应的单流程、多流程流动。对于旋转再生器,防止冷热流体相互泄漏的密封设计比较困难,尤其是当两种流体压力明显不同时。旋转驱动的机械设计也是非常困难的。对于在高温下运行的固定单元再生器,由

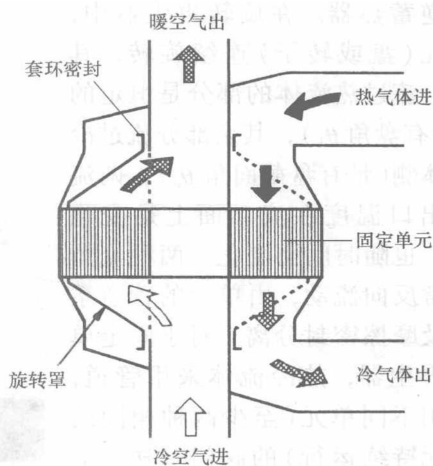


图 1.42 Rothemuhle 再生器(摘自 Courtesy of Babcook and Wilcox New Orleans, LA.)

于外壳、阀门的热变形，可能出现各种小的裂纹，导致密封失效，从而造成压力泄漏。

再生器的主要优点如下：具有比回热器更为紧凑的表面，这样，在一定的换热有效度和压降下，可以减小换热器体积，经济性好。再生器可获得紧凑表面的主要原因为：冷热气流被径向的密封或阀门分开，这与回热器不同，回热器中通过一次表面分离流体。通常，紧凑式再生器单位换热面积的制造成本明显低于回热器。因此，与等量的回热器相比，紧凑式再生器具有较小的体积和重量。同时，板翅式换热器的翅片和更为细分的单元材料(高比热容)提供了高的面密度。而且，由于运行方式的不同，再生器不需要回热器中所需的防漏芯。再生器的制作可以采用金属、陶瓷、尼龙、塑料、纸，这取决于应用场合。与逆流回热器相比，逆流再生器另一种重要的优点在于分离冷热流体的进出口管箱的设计较为简单。这是因为旋转再生器中，两种流体在不同的截面(被径向密封分开)流动，或者一种流体仅在固定单元再生器的某一单元内流动。相比之下，逆流回热器内的管箱还要起到分离两种流体的作用，这种设计复杂、成本高(如图1.49所示，可能的管箱结构)。而且，对于旋转再生器，冷热气体的流动弧段可通过设计进而优化冷热气体侧的压降；旋转再生器的临界压降(通常在热侧)低于回热器。因为冷热气流在同一流道内交替地以相反的方向流过，使得单元表面具有自洁特性，从而降低了气侧积垢及腐蚀的程度。因此，对于颗粒较多的气体，当采用回热器积垢严重时，一般采用再生器。紧凑的面密度和逆流流动使得再生器理想上适用于需要高换热有效度的气—气换热，其有效度通常可超过85%。

旋转再生器的缺点主要在于：在单元内流体转换时，不可避免地会有少部分流体残留在径向密封中而带入另一种流体中。阀门中也是一样，在固定单元再生器换热单元内，阀门处的残留流体在流体切换后被带入另一种流体中。在不允许流体流动产生污染(少量混合)的场合，不可以用再生器。因此，再生器广泛用于气—气加热和(或)能量传输的方面，主要用于废热回收，不用于液体或相变流体。关于此类换热器其他的不足之处，在下面的旋转再生器和固定再生器的章节里继续介绍。

1.5.4.1　旋转再生器

旋转再生器如图1.38～图1.40所示。根据应用不同，旋转再生器可分为加热轮式、热轮式、Munter轮式和辐流(Ljungstrom)轮式。气体为层流时，旋转再生器也叫层流轮。

在该类换热器中，由薄金属板做成的任意几何形状的普通板翅都可用于换热单元。不同压力下的两种流体会发生横向(向主流动方向)泄漏，因此不能采用间断的流道表面(如条型翅、百叶型翅)。这种泄漏混合了两种流体(污染了低压流体)，降低了换热器的有效度。因此，单元通常有连续(不间断)的流道。翅片

通过平板或波形隔板分层[⊖]（图 1.43）。这些表面的流体在任一横截面上都是非混合的。旋转再生器表面的两个例子如图 1.43 所示。人字形或偏斜通道单元不需要分层隔板，这类设计表面的雷诺数范围为 100 ~ 1000。

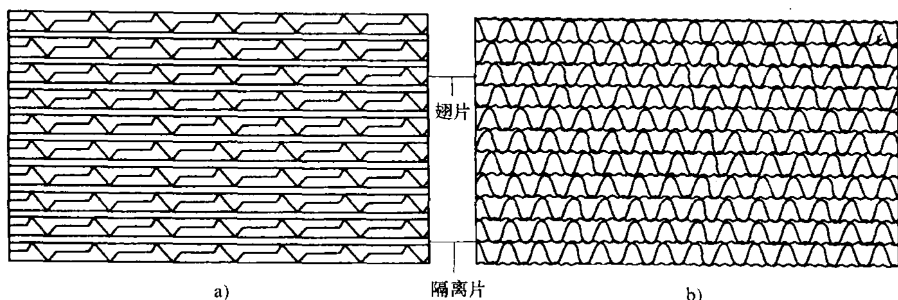


图 1.43 旋转再生器的连续通道单元
a）锯齿形板 b）三角形通道

再生器的单元由中心轴或环形齿轮驱动而旋转。每一单元部件定期交替地通过冷热气流。单元完成一个旋转所需的时间为固定单元再生器的周期。对于旋转再生器，固定径向密封位置确定了每种流体所需的前端面积，也起到减少高压流体到低压流体泄漏的作用。

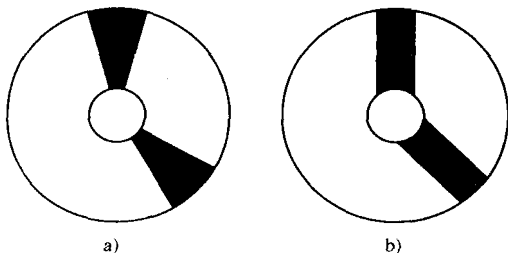


图 1.44 旋转再生器用密封
（摘自 Beck 和 Wilson，1996）
a）环形截面 b）均匀宽度的截面

旋转再生器的密封结构很多。两种常见的形状如图 1.44 所示。图 1.44a 为环形截面密封，每一径向位置的流道有相同的气流膨胀和密封范围。图 1.44b 为带有均匀宽度的密封，不同径向位置流道的气流膨胀和密封范围不同。对于具有相同密封面积但形状不同的再生器，环形截面密封的再生器有效度最高。

已有的旋转再生器的面密度达 $6600m^2/m^3$（$2000ft^2/ft^3$）。这类换热器可以使用更薄的原材料，因此在给定的有效度和压降下，这类换热器是目前所有换热器中需要材料最少的。已经设计出来的金属旋转再生器可在入口温度高达 790℃ 时连续运行，若要在更高的温度下应用，可以采用陶瓷材料制作换热单元。当塑

⊖ 应该强调，在再生器单元中，尽管隔板之间的表面常称为翅片，但整个表面均是作为直接的热吸收和热释放表面（一次表面），没有二次表面或翅片。

料、纸，以及毛料用于再生器时，温度需低于65℃。由于密封设计问题(磨损、热变形,然后引起泄漏)难以解决，金属和陶瓷的再生器无法承受较大的冷热流体压差(仅高于400kPa)。塑料、纸、毛料再生器在接近大气压力下运行。泄漏会大大降低再生器的有效度。旋转再生器还需要外界驱动力促使其芯部在两流体间旋转，并使转速维持在设计转速下运行。

典型的电厂再生器旋转直径高达10m(33ft)，旋转速度为0.5～3r/min。通风再生器的转子直径为0.25～3m(0.8～9.8ft)，旋转速度达10r/min。车辆用再生器直径达0.6m(24in)，旋转速度达18r/min。

热电厂用辐流型空气预热器，商用及民用燃油、燃煤炉，运输类燃汽轮机动力装置中使用的再生器都是典型的用于预热入口空气的金属旋转再生器。旋转再生器也用于化学工业以及发电厂中废热预热燃烧气。陶瓷再生器用于高温焚化炉以及运输类燃汽轮机动力装置。在空调和热回收工艺中，热轮式再生器可由铝网或不锈钢丝、聚酯薄膜、塑料膜，以及蜂窝结构制成。在传递湿气和显热的加热和通风行业，甚至可以将纸、可湿性尼龙、聚丙烯膜用于焓轮及吸湿轮。

1.5.4.2 固定单元再生器

这类再生器也叫周期流、固定床、阀式、固定式再生器。为了连续运行，至少要有两种相同的单元平行工作，高温运行时，为了减小出口处的温度变化，通常要有3～4个平行单元，如图1.45、图1.46所示。相反，对于旋转或旋转罩再生器，单一单元就可以满足连续运行。

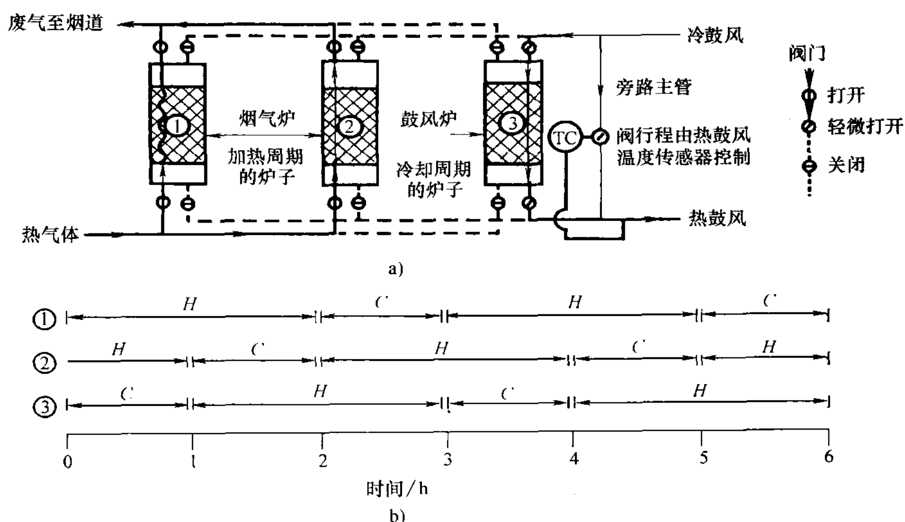


图1.45 平行流动的三台再生器(摘自Shah,1981)

a）平行流动的三台再生器示意图 b）运行计划(H—热气阶段 C—送风阶段)

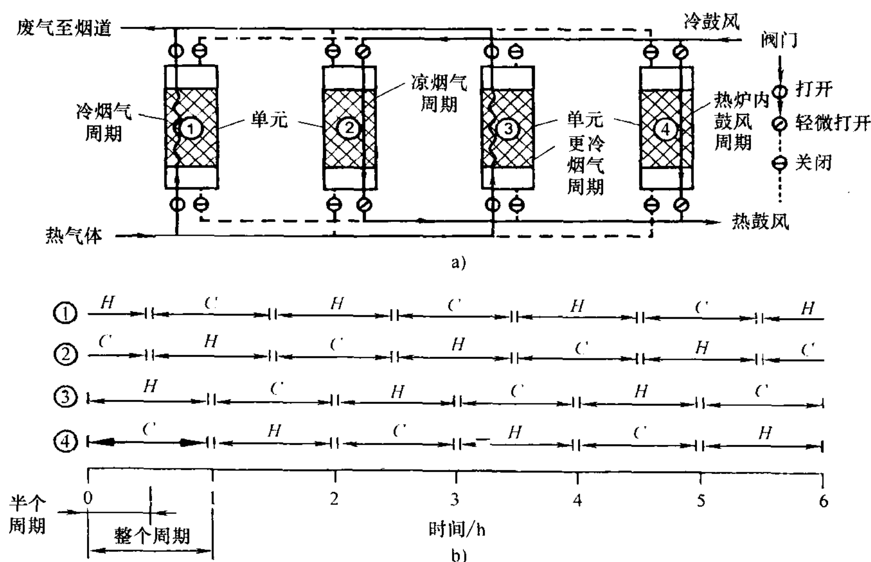


图 1.46 交错平行流动的四台再生器(摘自 Shah,1981)

a) 交错平行流动的四台再生器示意图 b) 运行计划(H—热气阶段 C—送风阶段)

固定单元再生器有两类换热原件：方格和卵石床。方格床或薄板蜂窝是两种主要的类型：①非紧凑再生器用于高温(925 ~ 1600℃)腐蚀性气体，如用于钢铁行业的鼓风炉或 Cowper 炉(图 1.41)；采用耐火材料制成的用于制作焦炭、熔化玻璃的空预器；②高度紧凑的再生器可应用于低温及高温场合，如制冷中空气分离的低温过程，斯特灵(Stirling)、爱立信(Ericsson)、吉福德(Gifford)、Vuilleumier 循环发动机都有应用。再生器作为 Stirling 循环发动机中最重要的热力元件，只有一个单元。因此，它不能像其他再生器那样具有连续流动的流体。因此，这里不对 Stirling 再生器的设计理论做出介绍。

Cowper 炉尺寸较大，高度约为 35m(115ft)，直径为 7.5m(25ft)。可以处理大流速且入口温度高达 1200℃ 的流体。典型的循环时间为 1 ~ 3h。对于 Cowper 炉，期望其出口温度随时间恒定。鼓风起始和结束时出口温差称为温度振幅。为了减小温度振幅，常将 3 ~ 4 个炉一起使用，如图 1.45 和图 1.46 所示。在图 1.45 的平行流动中，部分冷空气(鼓入)绕过炉子，和热空气混合后离开炉子。当鼓入的冷空气吹过时，炉子被冷却，为了维持热风温度恒定，常常需要适当增大通往炉子的鼓风量，同时减小旁路鼓风量。对于图 1.46 所示的交错平行流动，空气侧的两炉在半个周期内保持异相。在这种流动中，冷风流过热炉和冷炉(即冷空气吹半个周期)而不作为旁流。为了维持热流体温度的恒定，需要增加流过热炉的量，同时减少相同的冷炉量。在一半周期的时候，热炉的入口阀完全张

开，冷炉的入口阀完全关闭。此时，冷炉充满气体，热炉变成冷炉，新的热炉切换完成。

前面提到的高温固定单元再生器所用的换热表面是由耐火砖做成的，简称为方格。常用的方格形的面密度为 25 ~ 42m^2/m^3（8 ~ 13ft^2/ft^3），如图 1.47 所示。方格流道（指的是烟道）尺寸相对较大，主要是为了应对带有腐蚀性的高温废气进入再生器时产生的积垢问题。这类流道的典型的传热系数为 5W/(m^2 · K)。

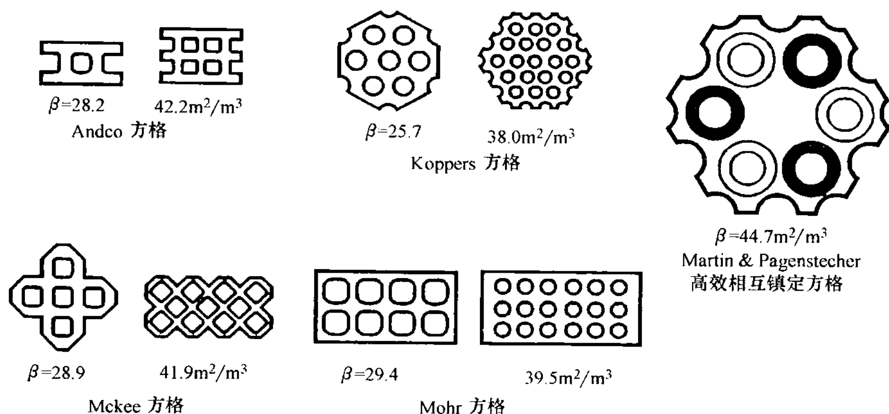


图 1.47 吹风炉再生器用的方格（摘自 Shah，1981）

紧凑式固定单元再生器的表面类似于旋转再生器。填料床的表面有石英卵石、钢板、铜或者铅粒、纯铜、填充纤维、粉末、随意填充的编织筛、交叉杆。可得传热面密度达 82000m^2/m^3（25000ft^2/ft^3）；传热系数范围为 50 ~ 200W/(m^2 · K)。

固定单元再生器具有多个单元，前沿面积的设计很固定，然而，不同的冷热流周期是可以选择的。固定单元再生器的压力泄露会发生在经过磨损的阀门和单元壁的裂纹处。固定单元再生器可以用于高流速的场合，根据不同的设计要求，可以使用很大的流动面积和高热导率的材料。

1.6 按照流动方式分类

换热器常见的流体流动方式分类如图 1.1 所示。流体所选用的流程流动方式取决于所需的换热器有效度，允许的压降，允许的最大最小流速，流体流程，封装形式，允许的热应力，温度水平，管道和管件要求，以及其他的设计准则。本节首先讨论一下多流程的概念，然后讨论单流程和多流程的两流体换热器的一些基本理想流动方式。

多流程。多流程的概念分别适用于流体以及换热器。如果流体穿过换热器的

某一截面并流过其全长，则称流体流过了一个流程。流体流过换热器全长之后，如果流动方向反转，且流过一个相等或不等尺寸的截面，则称其有相等或不等尺寸的第二流程。如果换热器中的两种流体都只有一个流程，或者将多流程流体侧展开后（折叠是为了控制封装尺寸），任意一种流动方式皆为单流程，则换热器可以看成是单流程单元。为阐明该概念，假定一换热器，流体2有两种不同的入口管箱设计，如图1.48a和图1.48b所示；在两个设计中，流体1皆为单流程，流体2皆为双流程。图1.48b中的换热器，如果将管箱中非混合的流体2在水平方向展开（对于流体2换热器的长度则变为$2L_1$），如图1.48d所示[⊖]，则所得几

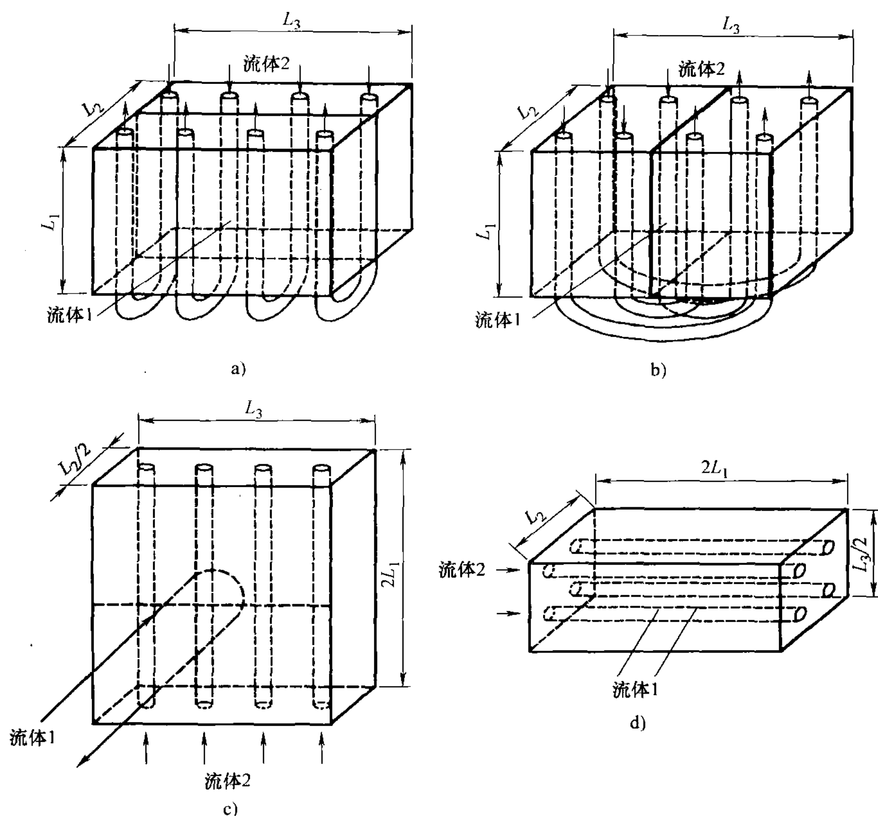


图1.48 换热器流程图

a）两流程交叉流—逆流换热器 b）单流程交叉流—逆流换热器

c）两流程交叉流—逆流换热器展开图 d）单流程交叉流—逆流换热器展开图

⊖ 对于图1.48c和图1.48d中展开的换热器，在当前的讨论范围内，由于管束的U形弯管段对两种流体的传热影响不大，因此其长度被忽略。

何结构为单流程换热器，且具有与图1.48b中换热器流体1和流体2相同的入口温度。因此，从换热器分析的角度，图1.48b换热器可以看作单流程换热器。相比之下，图1.48a中，对于流体2的第一和第二流程，流体1的入口温度是不同的。因此，如图1.48c所示，当竖直展开时，对于换热器的每一半，流体1的入口温度是不同的，这是由于具有两个流程，且每种流体的长度为原始长度 L_2 的一半。这与具有展开后的换热器高度的单流程换热器是不同的。因此，图1.48a的换热器被视为两流程，通过展开引入额外自由度，该自由度描绘了如何在流程间引导流体(见例,图1.48c流体1的情况)。根据流体从一个流程出口到下一个流程入口所流经的路径，可以识别几种不同的流动方式(详见1.6.2.1)。

1.6.1 单流程换热器

1.6.1.1 逆流换热器

逆流换热器，如图1.49a所示。两种流体在换热器内部相互平行但沿相反方向流动[⊖]。换热器中两种流体的温度变化可以理想化地视为一维，如图1.50所示。如后文所述，逆流流动从热力学的角度来讲优于其他所有流动方式。它是最有效的流动方式，相比于其他两种流动方式，在给定的平均热导(UA)、流体流速(实际上是流体热容量)，以及流体入口温度下，逆流流动时的每种流体产生最高的温度变化。而且，当性能相同时，与其他的流动方式相比，无论在高温流

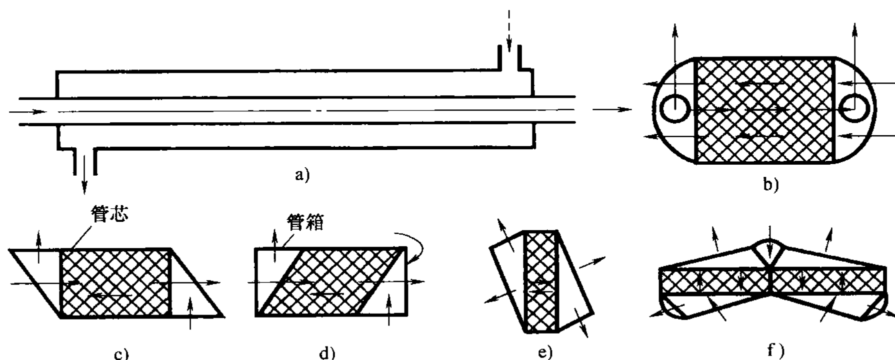


图1.49 逆流换热器(摘自Shah,1981)

a) 纯逆流套管式换热器示意图 b)~f) 管芯逆流、管箱交叉流型板翅式换热器

体侧还是在低温流体侧，换热器壁厚(与冷、热流体相接触的壁面之间的部分)方向所产生的最大温差是最小的，壁面产生的热应力也最小。然而，将板翅式换热

⊖ 严格来讲，这种流动方式应被称为逆流平行流动。然而，根据文献中广泛使用的Kays和London的术语，本书全文将此流动方式称为逆流。

器表面布置为纯逆流流动存在制造上的困难。这是因为这种流动需要在每一侧分

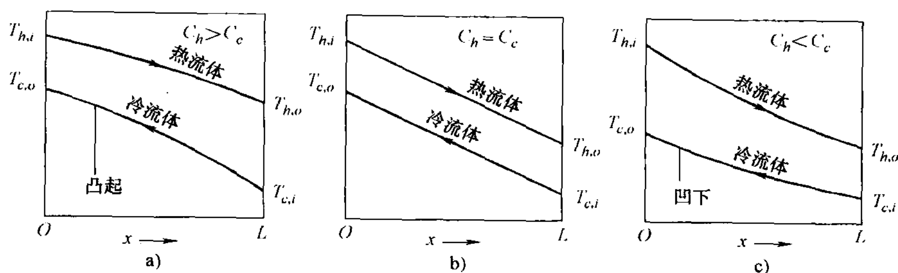


图 1.50 单相流体(无沸腾或冷凝)逆流换热器中温度分布(摘自 Shah,1981)

注：这里，$C_h=(\dot{m}c_p)_h$ 为热流体的热容量，C_c 为冷流体的热容量，比热容 c_p 视为常数。符号 T 指温度；下标 h，c 分别指热、冷流体，下标 i 及 o 分别指换热器的进出口

离流体，而且入口和出口管箱的设计问题十分复杂。一些管箱结构如图 1.49b ~ 图 1.49f 所示。而且，若不需要特别高的换热器有效度，则优先考虑设计中的其他因素，这就使得大多数的商业换热器被设计成不同于单流程逆流的流动方式。

典型的逆流再生器温度分布如图 1.51 所示。应注意到壁面温度在实线范围内周期性波动。比较图 1.50 中当 $C_h=C_c$ 时的情况与图 1.51b，可以看出流体温度分布的相似性。

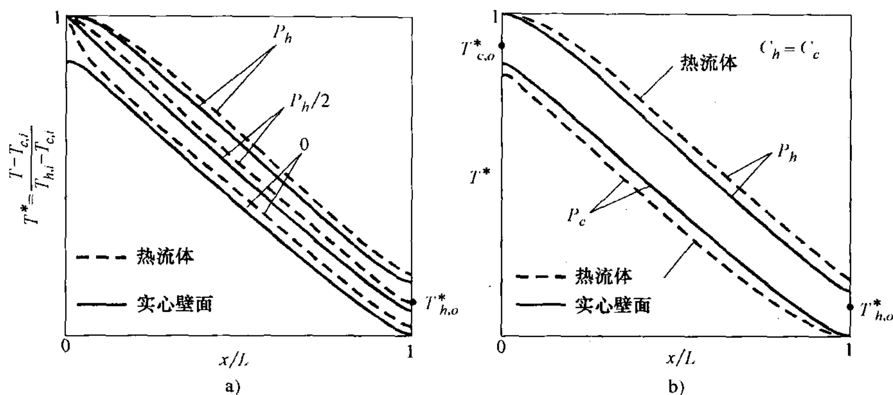


图 1.51 典型的逆流再生器温度分布(摘自 Shah,1991b)

a) 热侧固态及流体温度偏离 b) 切换瞬间平衡($C_h=C_c$)再生器的温度分布

1.6.1.2 顺流换热器

顺流(也称并流或同向平行流)换热器，流体自一侧共同进入换热器，以相同的方向相互平行流动，在另一侧共同流出。图 1.49a 中虚线箭头方向反转过来即为顺流。流体温度变化可以理想化地视为一维，如图 1.52 所示。单流程换热

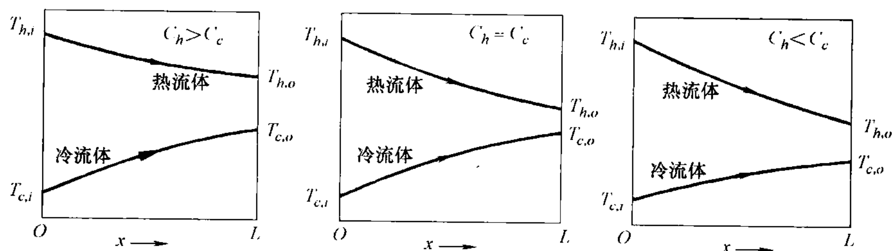


图 1.52 顺流换热器的温度分布(摘自 Shah,1991b)

器中，在给定平均热导(UA)、流体流速(实际上是流体热容量)、流体入口温度的情况下，这种流动的换热器有效度最低。然而，一些多流程换热器的有效度甚至更低，这将在后文中予以讨论。但是，对于低有效度换热器，顺流和逆流情况下的有效度差别很小。在顺流换热器中，冷、热流体的入口温度存在较大的温差，可能会在换热器入口壁面处产生高的热应力。尽管这种流动方式不适用于需要高的温度有效度的情况，但它可以用于下列情形：

1）可以得到更为均匀的纵向管壁温度分布，与相同的表面积(NTU[⊖])、流体流速(流体热容量或 C^*)，以及流体入口温度(见例 3.2)的逆流流动方式相比，管壁温度并非特别高或者特别低。因此，顺流换热器有时用于感温材料、高粘度液体，以及入口温度超过 1100℃的金属回热器中。

2）在 NTU、C^* 及流体入口温度相同的情况下，尽管顺流换热器换热有效度最低，但其最低壁面温度高于逆流流动方式或其他流动方式的最低壁面温度。这样，如果废气中有酸性蒸汽，顺流流动方式能够减小甚至避免酸蒸汽的冷凝，因此也避免了金属表面的腐蚀。在热端流体温度可能达到其冷凝点时，更倾向于选用顺流换热器。

3）在 NTU、C^* 及流体入口温度相同的情况下，顺流换热器的最高壁温低于逆流或其他流动方式的换热器。这可以消除或减少污垢、材料选择以及流体分解等方面的问题。

4）在沸腾应用方面，用于产生早期核态沸腾。

5）$NTU>2$ 时，NTU 变化较大时所引起的 ε 的变化相对较小，如图 3.8 所示。这样，如果所需的换热有效度较低，且需在较大的流速范围内(例如，NTU 为 1 ~5 或更高时，$C^*=1$，如图 3.8 所示)大致保持不变，则更倾向于选用顺流换热器。

6）适合于仅需顺流的管道。

1.6.1.3 交叉流换热器

如图 1.53 所示，这类换热器的两种流体流动方向相互垂直。典型的流体温

⊖ C^* 和 NTU 的定义见 3.3.2 节和 3.3.3 节。

度变化可理想化为二维，图 1. 54 显示了入口和出口截面上的温度变化。从热动力学的角度讲，交叉流换热器的有效度在顺流和逆流之间。最大的结构温差位于冷热流体的入口角处，例如图 1. 54 的 A 点。这是扩展表面换热器最常用的流体流动方式之一，因为它大大简化了每种流体出入口管箱的设计。如果所需的换热器有效度较高(比如超过 80%)，则交叉流换热器尺寸会变得过大，这种情况下，倾向于采用逆流流动方式。TEMA X 型壳体(如图 1. 6 所示)采用交叉流单管程。图 1. 53a 中长度 L_3(x 方向的高度)并不代表流体 1 或流体 2 的流动长度。因此，由于翅片沿 L_3 方向堆积，L_3 也称无流动高度或堆积高度。

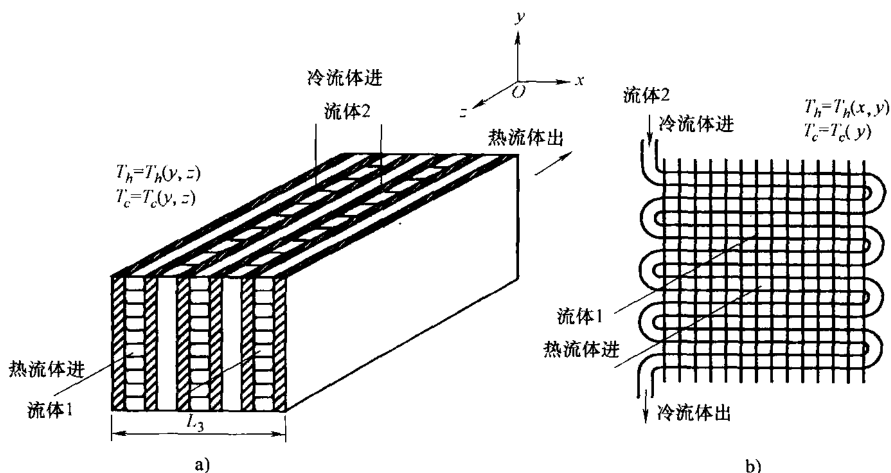


图 1. 53 交叉流换热器(摘自 Shah, 1981)
a) 板翅式非混合—非混合交叉流换热器 b) 蛇形(单管排)管翅式非混合—混合交叉流换热器

交叉流流动方式中，每种流体可能混合，也可能不混合，这取决于设计。如果流体流过各自的流道或管子，且相邻的流道间无流体混合，则称为非混合式。在这种形式的换热器内，流体至少在一个方向上(横截面)存在温度梯度，且垂直于主流流动方向。无论是在单根管子还是在横向管排的横断面上，当不存在温度梯度时，流体视为完全混合。理想情况下，非混合流的情形垂直于流动方向的热传导可视为零，混流情形时则视为无穷大。图 1. 53a 流体 1 和流体 2 为非混合流。图 1. 53b 流体 1 为非混合流，而流体 2 由于只有一个流道而被视为混合流。例如图 1. 53 流体 1，非混合流的温度为换热器内坐标 z 和 y 的函数，并且在垂直于主流流动方向 x 的截面上(y 方向)不可视为恒定的。换热器出口截面上非混合流体的典型温度分布如图 1. 54 所示。换热器非混合侧出口温度定义为混合时的平均温度，此温度可由出口处完全混合后的流体得到。对于图 1: 53 的情况，x

方向的两种流体都没有温度变化的情况最为理想。混合流体(图1.53b流体2)的温度主要取决于坐标y。图1.53b中流体2单位流程(x方向)的温度变化比总变化要小。

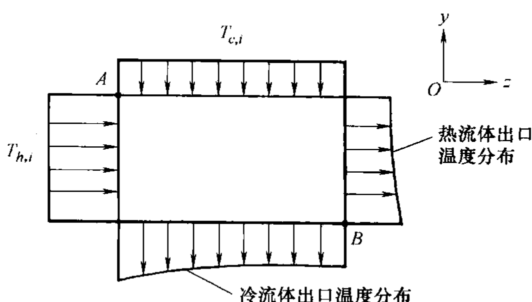


图1.54 非混合—非混合交叉流换热器进出口的温度分布(摘自Shah,1981)

对于多管排交叉流换热器，任一管子内的流体在任一截面上视为混合流。然而，当在不同的管排间分流时，管排间的来流管流体被视为非混合流。理论上，需要无限的管排来实现真正的管侧非混合流。实际上，如果管排数大于4，实际中就可视为非混合流。对于少于4或5排的换热器，管侧部分视为混合，部分视为非混合。值得注意的是，当管排数为1时，管侧流体视为混合流。

因此，混合意味着沿流程的整个宽度方向在每一横截面上都在发生热的均匀化过程。尽管完全非混合和完全混合是存在部分混合的实际情形的极端理想化，但许多板翅式和管翅式(平翅)换热器几乎都完全满足非混合的条件。如11.3节中以及例3.5的讨论中所述，相同的表面积和流体流速下，①随着流体任意一侧混合程度的增加，换热器有效度通常降低，尽管在多流程情况下可以找到反例；②C_{max}流体在非混合流体侧时，换热器有效度和性能将高于C_{max}在混合流体侧时。

对于单流程的错流换热器，七种理想流动方式示于图1.55。各流动方式如下：

图1.55a)为两种流体都非混合。两侧带有平翅的交叉流板翅式换热器就是两种流体非混合的一个例子。

图1.55b)为一种流体非混合，另一种流体混合。一侧带有翅片，另一侧带有平沟的交叉流板翅式换热器可视为非混合—混合的情况。

图1.55c)为两种流体都混合。这种情况在实际中不是很重要，它代表了一些多流程管壳式换热器(如,1-∞ TEMA E和J)的一种极限情况，后面将予以讨论。

图1.55d)为一种流体非混合且以相同的顺序耦合，另一种流体部分混合。这里相同的顺序是一种流体耦合的顺序，以这种顺序耦合的流体在另一种流体流入(流出)第一排管束处流出第一排管束，在另一种流体流入(流出)其他管排处流入该排(见图1.55d流体A—A)。带有平翅的管翅式换热器即为管侧流体部分混合，翅片侧流体非混合的情况。当管排数降为一时，换热器变为管外(翅片

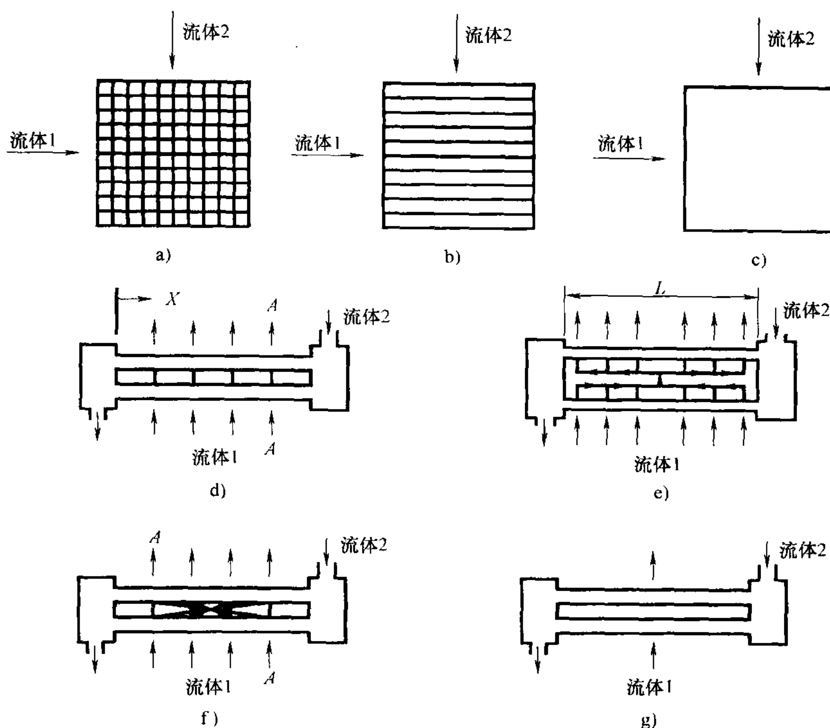


图 1.55　单相交叉流换热器不同程度混合的示意图

a）两种流体都非混合　b）流体 1 非混合，流体 2 混合　c）两种流体都混合　d）流体 1 非混合且顺序相同，流体 2 部分混合　e）流体 1 部分混合（在管排之间混合），流体 2 部分混合或非混合　f）流体 1 非混合且顺序相反，流体 2 部分混合或非混合　g）流体 1 非混合，流体 2 部分混合或非混合

侧）流体非混合，管内流体混合的情况（b 类）。当管排数趋近于无穷时（实际上大于 4），换热器变为两种流体非混合（a 类）的情况。

图 1.55e）为一种流体部分非混合，另一种流体部分混合。一种流体（流体 1）部分非混合（即仅在管排间混合）另一流体（流体 2）部分混合（图 1.55e）的情况，对单流程交叉流换热器来讲，实际上并不重要。然而，如后文所述（参见图 1.58b 中部的图，互换流体 1 和流体 2 的符号㊀），它是并行多流程交叉流方式。若管排数降为一，换热器变为管外流体非混合，管内流体混合的情况。当管排数趋向于无穷大时，换热器变为管外流体混合，管内流体非混合的情况。

㊀ 图 1.58b，是指流体 1 部分混合（在每一独立流程视为混合），流体 2 部分不混合（即在一个流程内不混合，在流程间混合）。

图 1.55f) 为一种流体非混合且以相反的顺序耦合，另一种流体部分混合。这里，相反的顺序是一种流体耦合的顺序。以这种顺序耦合的流体在另一种流体流入(流出)第一排处流出第一排，并在第二种流体流出(流入)其他管排处流入该排(如图 1.55f 中流体 *A—A* 所示)。这种情况也是单流程交叉流换热器学术研究的热点。

图 1.55g) 为一种流体混合，另一种流体部分混合。这种情况存在于具有几排管排的光管交叉流换热器中。

1.6.1.4 分流换热器，TEMA G 型壳体

这类换热器，如图 1.56a 所示壳侧流体在换热器的中心流入，分成两股流体。这两股流体沿换热器长度方向，在纵向折流板上方纵向流动，在末端作 180°转弯，在纵向折流板下方纵向流至换热器的中心，汇集后，从中心处的管口流出。另一种流体在管内直线流动。换热器中两流体的典型温度分布如图 1.56b 所示。该单流程流体流动方式见于 TEMA G 型壳体中(图 1.6)。另一种衍生形式是双分流方式，见于 TEMA H 型壳体中(图 1.6)，同样也是单管程。

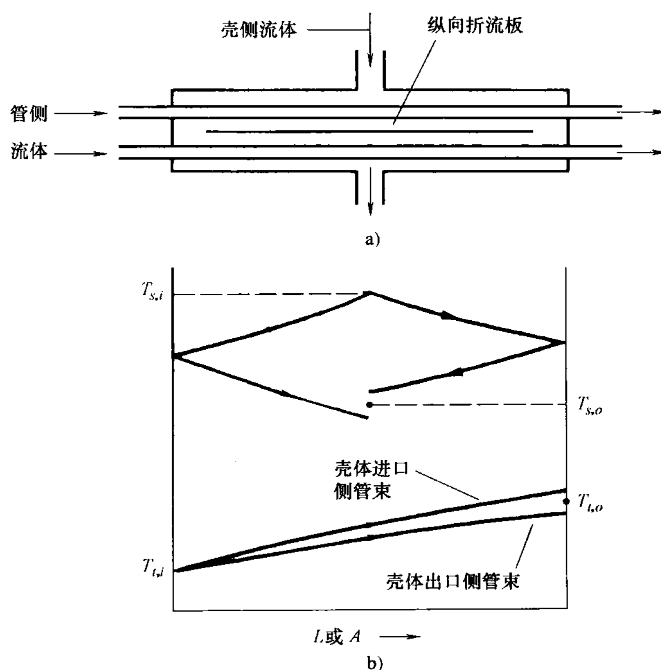


图 1.56 单流程分流换热器

a) 单流程分流(TEMA G)换热器示意图

b) 理想的壳侧流体及管侧流体温度分布

1.6.1.5 无隔板分流换热器，TEMA J 型壳体

换热器如图 1.57a 所示，壳侧流体在换热器中心流入，分成两股流体。这两股流体理想上沿换热器长度方向纵向流动，由换热器两端的管口处流出。另一种流体在管内直线流动。两流体的典型温度分布如图 1.57b 所示。流动方式见于具有单管程的 TEMA J 型壳体。

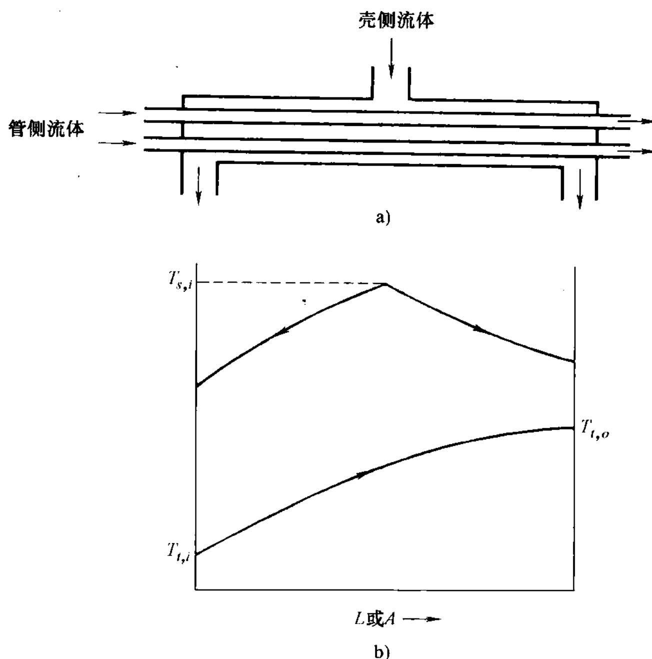


图 1.57 壳侧流体混合型单程无隔板分流换热器

a）壳侧流体混合型单流程无隔板分流（TEMA J）换热器示意图

b）理想的壳侧流体及管侧流体温度分布

1.6.2 多流程换热器

设计换热器时，如果设计结果中或者长度很长，流速很低，或者有效度（有时可能采用其他的设计原则）很低，则采用多流程换热器或几个单流程换热器串联，或者是二者相结合的方案。1.6.1 节中具有 5 种基本流动方式的换热器中，可以在串联中采用其中任意几种组合成多流程单元。另外，也存在其他的不具有单流程部分的多流程流动方式。合适的多流程流动的一个主要优点是在每一流程内增大了换热器平均有效度，但是也增加了多流程侧的压降。如果两流体的总体流动方向选定为逆流（图 1.58a 左图和图 1.62），则随着流程数的增加，换热器的平均有效度趋近于完全逆流换热器。多流程流动方式按照结构类型分类有扩展

表面式、管壳式、板式换热器(图1.1)。

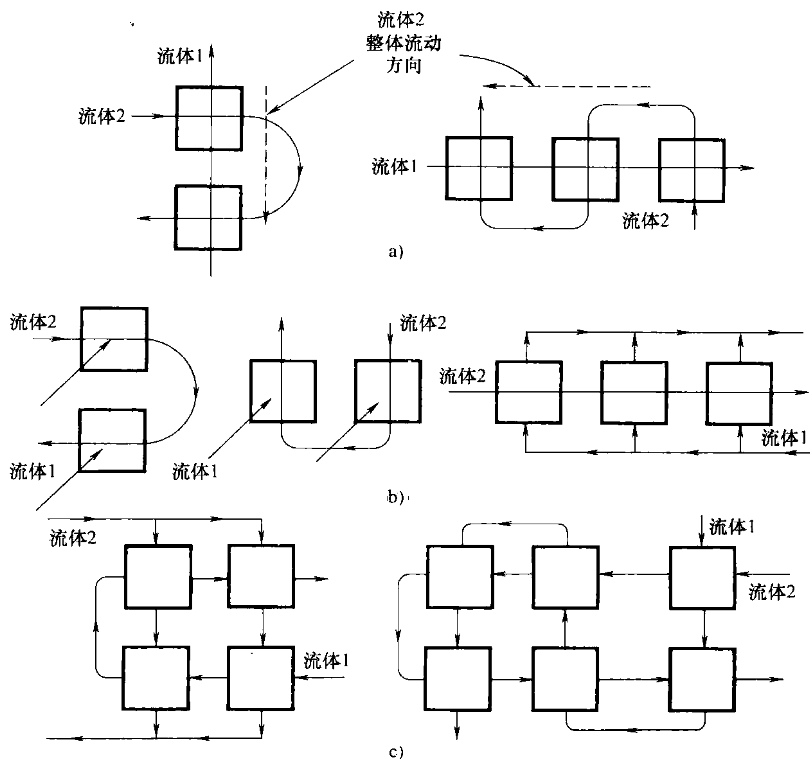


图1.58 多流程换热器举例

a) 多个流程串联耦合流程分布 b) 顺流及并联流程分布 c) 复合分布

1.6.2.1 多流程交叉流换热器

该种方式最常见于扩展表面换热器；串联中拥有两种或更多的流程，但每一流程通常都存在交叉流，尽管一个流程可以采用任意一种单流程基本流动方式。流动方式分类如下：①n个流程串联耦合或称上—下流程；②n个流程并联耦合或称并行流程；③两种或多种流动方式的结合。这些流动方式如图1.58所示，图1.58的每一模块既可以是一独立流程也可以是一独立的换热器。在耦合n个流程的串联中，每一种流体都是串联；然而n个流程并联耦合中，一种流体串联，另一流体并联。并联耦合(并行)的两流程流动方式也称为U面型流动。在相同的表面积、流体流速和入口温度下，串联耦合总体逆流多流程换热器通常可以获得比顺流多流程换热器更高的有效度以及热流量，如例3.5所示。对于串联耦合多流程换热器，通常选定流动方向获得整体逆流流动，如图1.58a所示，从而得到更高的换热器有效度。因而这种流动方式称为n流程交叉流—逆流流动。

如果反转图 1.58a 流体 2 的流动方向，则可得到整体顺流流动效果，也就是 n 流程交叉流—逆流流动。后一种流动方式用于防止管芯靠近冷流体(如空气)入口处的热流体(比如水)凝结。上述基本的多流程流动方式可以组合成很多类复合多流程流动。对于复合多流程的流动，还没有可以广泛接受的分类方式。

现在引入其他的基本术语来描述串联耦合多流程换热器。上述多流程交叉流换热器的有效度取决于每一流程内流体是否混合、部分非混合或完全非混合，以及每一流体侧流程之间混合或非混合，还与单流程换热器的自变量有关。当流体在流程间(在流程回转处或管箱)非混合时，换热器有效度取决于流体在管箱中的分布，顺序相同还是相反，以及哪一种流体具有更大的热容量。如图 1.59a，假定壳侧流体每流程有两排管子，空气依次横掠过第 1 管排至第 4 管排。第 1 排(流程 1 第一根管子)的管侧流体首先和流程 1 的空气接触，第 3 排管子(流程 2 的第一根管子)中的这部分流体首先和流程 2 的空气接触。在该流动方式下，流程间的管侧流体被定义为具有相同的顺序。对于图 1.59b，第 1 排(流程 1 的第一根管子)中的管侧流体首先与流程 1 内空气接触。然而，另外的流体(或连接到流程 1 的第二根管子的管排)首先与流程 2 的空气接触。对于该种流动方式，

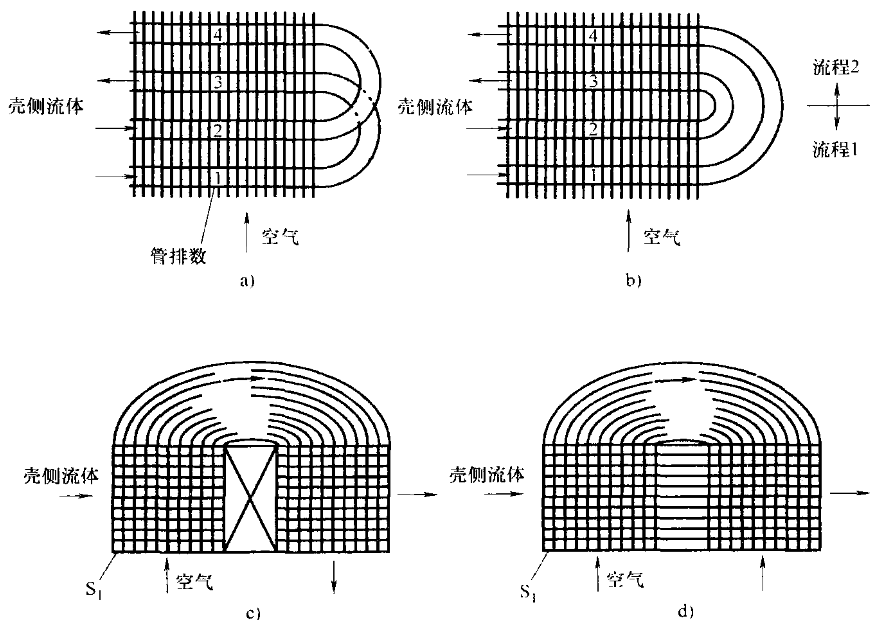


图 1.59 两流体非混合型两流程交叉流—顺流换热器

a) 回转箱内管侧的流体相同顺序 b) 回转箱内管侧的流体相反顺序

c)、d) 分别为 a)、b) 的示意图

注：a)、b) 例子中，空气(流出管子的流体)顺序相反。

称流程间的管侧流体顺序相反。对于图 1.59a 或图 1.59b，空气侧流体在流程间顺序相反。这是因为气流首先经过第一流程管子入口端，然后经过第二流程管子出口端(见第一个垂直方向的气流，图 1.59c 和图 1.59d 中的 S1)。换热器中并非总是采用管束作换热元件，例如板翅式多流程换热器，图 1.59c 和图 1.59d 分别示意性地代表了图 1.59a 和图 1.59b。

多流程交叉流换热器保留了简单交叉流换热器的管箱和管道的优点，而且采用总体交叉流—逆流流动可以获得接近于完全逆流换热器的热性能。与相同终端温度的单流程交叉流设计相比，多流程交叉流换热器在壁厚截面方向上的最大温差(有时也称结构温差)大大降低。对于高温(约超过 450℃或 850 ℉)情形，换热器可以分离成具有不同工作温度范围的两个或更多流程，特殊金属材料(如不锈钢和超耐热不锈钢)可以用于工作温度高的流程中，普通金属(如铝或铜)可以用于中等或较低温度下，因此大大节约了成本，提高了换热器的耐用性。

1.6.2.2　多流程管壳式换热器

当管程数大于 1 时，任意一种 TEMA 壳体类型的管壳式换热器(除了 F 型壳体)都是多流程换热器。既然每种壳体类型的壳侧流体流动方式都不相同，那么尽管管程数可能相同，每种壳体类型的换热器有效度也是不同的。为了详细说明，在下面分段中，考虑两管程(如 U 形管束)的多流程管壳式换热器，壳体形式有 E、G、H 及 J 型。然而，多于两管程也很常见，后文将会提及。两管程 F 型壳体的理想流动方式为纯逆流流动，它被视为单流程换热器，通过展开管束可以得到验证。液体在 K 型壳体(釜式再沸器的一种类型)壳侧蒸发，这代表了 $C^* = 0$ 的情况，可以使用单流程换热器的结果来分析，式(3.84)以及式(3.88)后的第四项将对其进行解释。X 型壳侧流体有两个或更多的管程，代表了总体交叉流—逆流或交叉流—顺流的流动方式，如扩展表面换热器那样，这取决于两流体的总体流动方向。因此，下面将仅概述管壳式换热器特有的多流程流动方式。

1. 顺流逆流换热器，TEMA E 型壳体　这是单相管壳式换热器最常用的流动方式之一，采用的是 TEMA E 型壳体。最简单的流动方式之一是单壳程两管程，如图 1.60 所示，且采用 U 型管束。在工业上以及本书中，这种流动方式的换热器即指传统的 1-2 型换热器，但是更为精确的术语应是 1-2 TEMA E 型换热器。类似地，我们将 1-2n TEMA E 型换热器也简记为 1-2n 型换热器。

若管子仅一端紧固，则热膨胀易于容纳。如果壳侧流体理想化为充分混合，则其温度在任一截面上保持恒定，但沿换热器长度方向从一个截面到另一个截面则是变化的。在这种情况下，反转管侧流体流动方向不会改变图 1.60b 中的理想温度分布以及换热器有效度。

1-2n 型换热器的偶数管程从 2 增大到 4 或 6 等时，换热器有效度将稍微降低，当管程数趋于无穷大且壳程为单程时，换热器有效度趋近于两流体都混合的

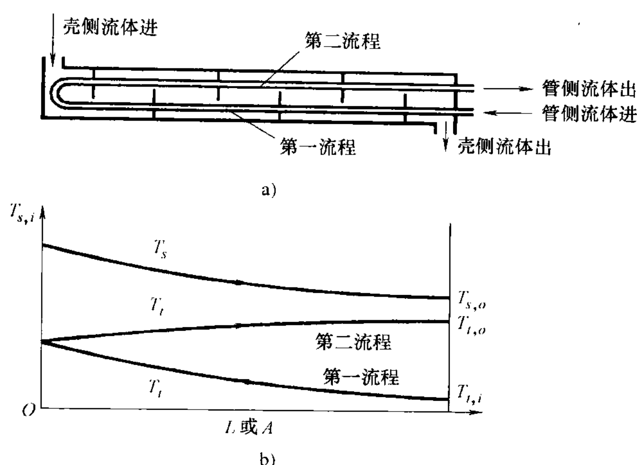


图 1.60 1-2 TEMA E 型换热器

a) 1-2 TEMA E 型换热器(单壳程双管程)示意图 b) 相应的温度分布

单流程交叉流换热器。常见的管侧多流程布置方式如图 1.61 所示[⊖]。

当在超过一半的管程上壳侧流体逆流于管侧流体时，每个壳体的奇数管程具有稍高的有效度。然而，这种设计并不常见，并且设计制造时可能会产生结构和热的问题。

由于 1-2n 型换热器有效度低于逆流换热器，以 1-2 型方式为基础的多流程换热器可以用于复合筒体(每一个筒体作为一个 1-2 型换热器)，以获得接近于逆流时的有效度的效果。最常用流体流动方式的换热器有 m 个壳程和 n 个管程。图 1.62 显示了这种类型的换热器。

2. 分流换热器，TEMA G 型壳体　如图 1.63a 所示，壳体有一中心入口和一中心出口，并带有纵向折流板。典型的温度分布如图 1.63b 所示。TEMA G 型壳体采用这种布置。它是传统的 1-2 型换热器的变化形式。它的“混合”不如图 1.60 所示 1-2 型换热器剧烈。其换热有效度稍高于 1-2 型换热器，尤其是在 NTU 值很高时。TEMA H 型壳体采用双分流流动方式。

3. 无隔板分流换热器，TEMA J 型壳体换热器　壳侧流体自中心进入，分成两股相等的流体，由两端流出，其典型的温度分布如图 1.64 所示。TEMA J 型壳体采用此种流动方式。

⊖ 图 1.61 中每一张草图代表入口和分程隔板处壳侧与管侧流体进出口管的一个截面。虚线指管束另一端的分程隔板。为清楚起见，管子和折流板没有画出。而且，尽管一些工业应用中水平接管很常见，但接管的水平方向却没有画出。

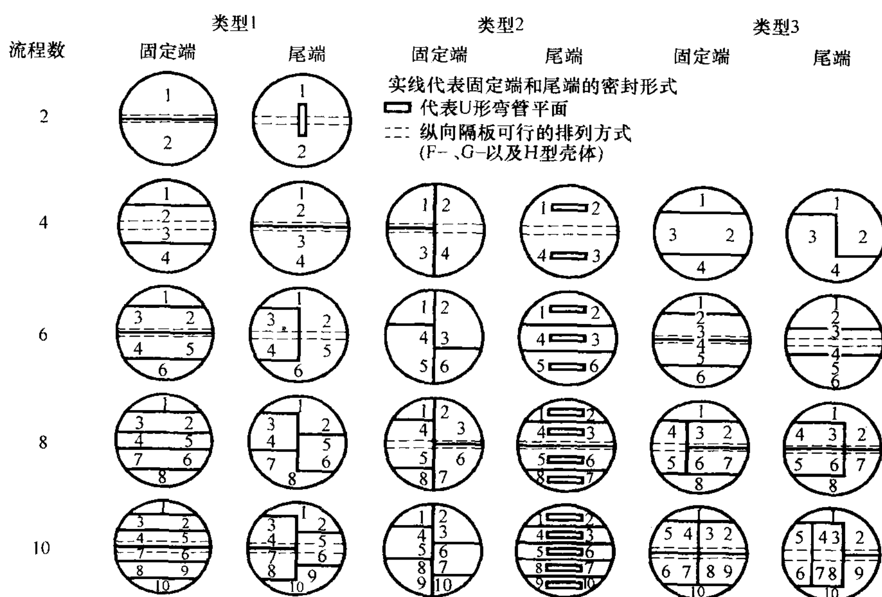


图 1.61 管壳式换热器中常见的管侧多流程布置方式（摘自 Saunder,1988）

注：为了简化起见，换热器截面中没有画出管子。

实线代表前管箱的分程隔板；虚线为后管箱的分程隔板

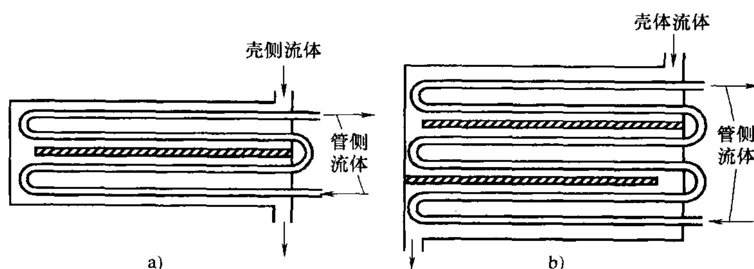


图 1.62 m 个壳程和 n 个管程的换热器

a）两壳程四管程换热器 b）三壳程六管程换热器

1.6.2.3 多流程板式换热器

这类换热器常见的是单流程逆流流动，但同时也存在多种可行的多流程流动方式，这取决于板片进出口的密封形式。一些流动方式如图 1.65 所示。本质上，这些流动方式是在相邻流道间发生热传递的顺流和逆流流动方式的结合。

两流体板式换热器的常见分类方式之一是以每种流体的流程数为基础。可能的流动方式为 1-1 流程、2-1 流程等，以及多流程流动。通常，1-1 流程板式换热

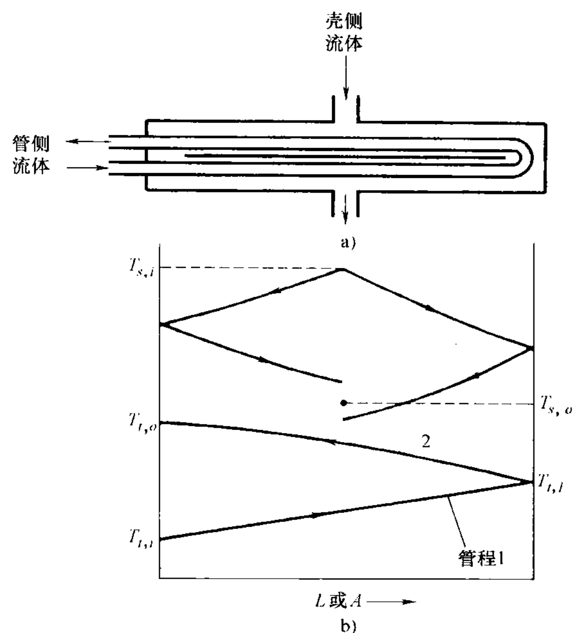


图 1.63 TEMA G 型壳体换热器

a）1-2 分流（TEMA G）换热器示意图 b）理想壳侧及管侧流体温度分布

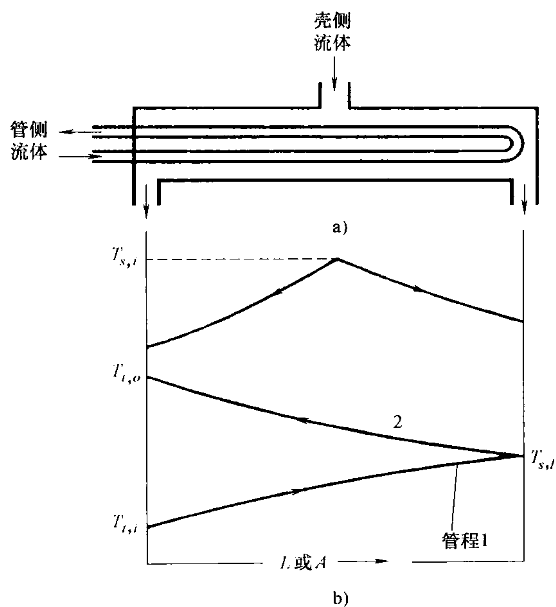


图 1.64 TEMA J 型壳体换热器

a）壳侧流体混合的 1-2 分流（TEMA J）换热器示意图 b）理想壳侧与管侧流体温度分布

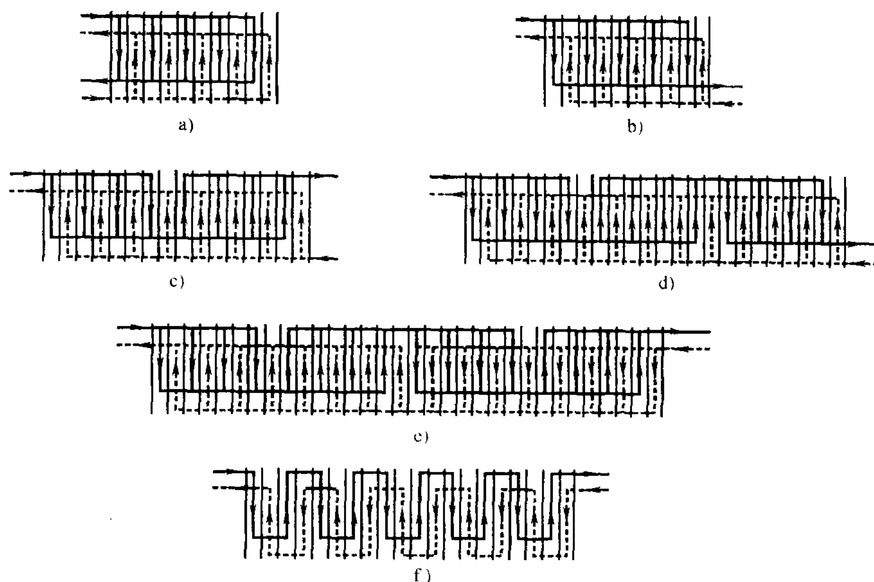


图 1.65　单流程及多流程板式换热器流动方式

a) U形流动　b) Z形流动　c) 2流程-1流程　d) 3流程-1流程

e) 4流程-2流程　f) 串联流动

注：图1.65a和b为环流或单流程流动方式，图1.65c、d、e和f为多流程流动方式

器具有环形的流动方式，*m-n* 流程板式换热器具有复杂的流动方式，*n-n* 流程板式换热器具有串联的流动方式。

环形方式最为常用。这种流动方式代表了在一个单流程内的纯逆流（尽管纯顺流也是可能的），常用于两侧流体流速大但温降或温升（ΔT）相对较小的工况。两种环形方式中，U形流动（图1.65a）比Z形流动（图1.65b）更常用，这是因为U形流动可以将接管布置在框架的同一侧。维修或清洁时，无需拆开管道。

在串联中采用Z形流动且在每个流程内布置数量大致相同的换热板，则可得到复杂的流动方式。尽管图1.65c～e仅显示出三类这样的流动方式，但存在多种可能的结合方式（见表3.6）。这些流动方式主要用于两种流体的流速差较大且要求相应的允许压降的情况。通常，允许压降很低的流体通过单流程；另一种流体则通过多流程以利用允许压降和泵功。而且，如果流速明显不同，则具有较低流速的流体通过 $n(>1)$ 流程，从而使得两流体在每一流程中的热容量大致相等。这样两流体侧的传热系数大致相等，换热器处于平衡状态（hA 值大致相等）。多流程流动方式在板片固定端和可动端都有开口。

在串联流动方式中（图1.65f），每一个流道均为一个流程。串联流动用于小流速大温差的工况。它适用于温度十分接近的情形。因为存在很多反向流动，相

当部分的允许压降在流体反向中消耗了(即串联流动方式的压降极大)。在环形流动方式中存在集流管诱导的流动分布不均现象(见12.1.3节),但这在串联流动方式中是不存在的。串联流动方式不如纯逆流流动有效,因为每一股流束在一侧顺流于另一股流束,而在另一侧逆流于另一股流束。在绝大多数的巴氏灭菌器中,大部分采用串联流动。

1.7 按照传热机理分类

热能从换热器一侧的流体传递到壁面(隔离开另一侧的流体)的基本传热机理有:单相对流(强迫或自然),两相对流(冷凝或蒸发,通过强迫或自然对流),以及对流和辐射传热相结合。这些机理或单独或相结合地作用于每一侧的流体。分类方式如图1.1所示。

各种分类的一些实例如下。下列两流体换热器的两侧均为单相对流:汽车散热器,客舱加热器,再生器,中间冷却器,省煤器等。下列换热器为一侧单相对流,另一侧两相对流(有无过热下降或过热,以及低温冷却,和有无不可凝物):电厂凝汽器,汽车及加工或电厂空气冷却器,气、液加热蒸发器,蒸汽发生器,加湿器,减湿器等。在两流体换热器的每一侧都可能产生两相对流。比如一侧冷凝,另一侧蒸发,如空调蒸发器。在烃蒸馏的混合蒸汽的冷凝中发生多成分两相对流。在液态金属换热器以及高温废热回收换热器中,辐射换热与对流换热共同起主导作用。在矿物燃料电厂锅炉、蒸汽发生器、煤气化工厂换热器、焚化炉,以及其他燃烧式换热器中,辐射换热是主要的传热形式。

综述

本章换热器按照传热过程、流体数量、表面紧凑度、结构特征、流动方式,以及传热机理进行了分类。其概要如图1.1所示。本章主要强调与一系列广泛应用的工业换热器相关的术语和概念(许多专用换热器本章没有涉及)。为使读者对具体的实例有所了解,本章列举了大多数类型换热器的主要应用。全面理解对不同类型换热器的广泛概述,读者将能够把后续章节中提及的理论和分析应用于具体的需求之中。

参考文献

ASME, 1998, *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*, Sec. Ⅷ, Div. 1, *Rules for Construction of Pressure Vessels*, Ameracan society of Mechanical Engineers, New York.

Beck, D. S. , and D. G. Wilson, 1996, *Gas Turbine Regenerators*, Chapman & Hall, New York.

Butterworth, D. , 1996, Developments in shell-and-tube heat exchanges, in *New Developments in Heat Exchangers*, N. Afgan, M. Carvalho, A. Bar-cohen, D. Butterworth, and W. Roetzel, eds. , Gordon & Breach, New York, pp. 437-447.

Kays, W. M. , and A. L. London , 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed. , Krieger Publishing, Malabar, FL.

Muller, A. C. , 1973, Heat Exchangers, in *Handbook of Heat Transfer*, W. M. Rohsennow and J. P. Hartnett, eds. , McGraw-Hill, New York, Chapter 18.

Reay, D. A. 1979, *Heat Recovery Systems—— A Directory of Equipment and Techniques*, E. And F. N. Spon, London.

Reay, D. A. , 1999, *Learning from Experiences with Compact Heat Exchangers*, CADDET Analyses Series No. 25, Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies, Sittard, The Netherlands.

Saunders, E. A. D. , 1988, *Heat Exchangers: Selection, Design and Construction*, Wiley, New York.

Shah, R. K. 1981, Classification of heat exchangers, in Heat Exchangers: *Thermal Hydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakac, A. E. Bergles, and F. Mayinger, eds. , Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 9-46.

Shah, R. K. , 1991a, Compact heat exchanger techology and applications, in *Heat Exchanger Engineering, Vol. 2.* , *Compact Heat Exchangers: Techniques for Size Reduction*, E. A. Foumeny and P. J. Heggs, eds. , Ellis Horwood, London, pp. 1-29.

Shah, R. K. , 1991b, Industrial heat exchangers——functions and types, in *Industrial Heat Exchangers*, J-M. Buchlin, ed. , Lecture Series No. 1991-04, von Kármán Institute for Fluid Dynamics, Belgium.

Shah, R. K. , 1994, Heat exchangers, in *Encyclopedia of Energy Technology and the Environment*, A. Bisio and S. G. Boots, eds. , Wiley, New York, pp1651-1670.

Shah, R. K. , and W. W. Focke, 1988, Plate heat exchangers and their design theory, in *Heat Transfer Equiment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds. , Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 227-254.

Shah, R. K. , and A. D. Giovannelli , 1988, Heat pipe heat exchanger design theory, in *Heat Transfer Equiment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds. , Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 267-296.

Shah, R. K. , and A. C. Mueller, 1988, Heat exchange, in *Ullamnnn's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Unit Operations II, Vol. B3 Chapt. 2, VCH Publishers, Weinheim, Germany.

Shah, R. K. , and R. L. Webb, 1983, Compact and enhanced heat exchangers, in *Heat Exchangers: Theory and Practice*, J. Taborek, G. F. Hewitt, and N. Afgan, eds. , Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, DC, pp. 425-468.

Suo, M. , 1976, Calculation methods for performance of heat exchangers with fluidized beds,

Lett. Heat Mass Transfer, Vol. 3, pp. 555-564.

TEMA, 1999, *Standards of TEMA*, 8th ed., Tubualr Exchanger Manufactures Association, New York.

Walker, G., 1990, Industrial Heat Exchangers: *A Basic* Guide, 2nd ed., Hemisphere Publishing, Washington, DC.

习题

从下列选项中选出一个或多个正确答案，简要解释你的答案。

1.1 下列换热器中哪些属于紧凑式?

A. 套管式换热器 B. 汽车散热器 C. 板式换热器 D. 斯特林发动机再生器

1.2 下列哪些属于全一次表面换热器?

A. 光管式蒸汽锅炉 B. 螺旋板式换热器

C. 汽车散热器 D. 用于啤酒加工的板式换热器

E. 条形翅片燃气轮机再生器 F. 光管管壳式换热器

1.3 翅片主要用于:

A. 增加传热系数 h B. 增加表面积 A

C. 同时增加 h 和 A D. 既不增加 h 也不增加 A

1.4 百叶窗式翅片主要用于:

A. 增加传热系数 h B. 增加表面积 A

C. 同时增加 h 和 A D. 既不增加 h 也不增加 A

1.5 翅片式套管换热器在内管的外部布置翅片，原因是:

A. 管外侧传热系数高

B. 管内侧传热系数是流体纵向流动的管外侧的两倍多

C. 管侧将生成污垢

1.6 下列哪个不是管壳式换热器中的横向折流板具有的功能?

A. 防止逆流运行 B. 支撑管束

C. 引导流体流动方向大致垂直于管束

D. 增强壳侧流体的湍流和混合 E. 减少管—管之间的温差以及热应力

1.7 按照板式换热器的具体的结构特征，下列哪些属性使其适合于食品加工业?

A. 相近的温度控制 B. 易于拆卸清洗

C. 两种流体不易混染 D. 高抗腐蚀性

1.8 下列哪种换热器是单流程交叉流方式?

A. 板翅式换热器 B. 辐流式空气预热器

C. 密封板式换热器 D. 1-2 TEMA E 型管壳式换热器

E. 套管式换热器

1.9 管壳式换热器常用的流动方式是:

A. 顺流 B. 交叉流—逆流 C. 1-2 顺流逆流

1.10 板翅式换热器常用的流动方式是：

A. 顺流 B. 交叉流 C. 逆流

D. 顺流逆流 E. 交叉流—逆流 F. 分流

1.11 单冷却管排汽车散热器采用下列哪种流动形式时属于错流换热器：

A. 混合—混合 B. 混合—非混合 C. 非混合—非混合

1.12 带有六冷却管排和多百叶窗式空气中心的卡车散热器采用下列哪种流动形式时属于交叉流换热器：

A. 混合—混合 B. 混合—非混合 C. 非混合—非混合

1.13 多流程换热器的识别可通过：

A. 检查热流体流程数

B. 检查冷流体流程数

C. 试着展开从第一个流程到第二个流程串联流动的流体；展开使得另一种流体串联(两个流程)流动

D. 确认回路(流程)数比两种流体的回路数都大

1.14 下列换热器哪些属于多流程式？

A. 上一下多流程方式，流体在流程间非混合

B. 并排两流程方式，流体在流程间非混合

C. 并排多流程方式，流体在流程间混合

D. 两流程交叉流—顺流换热器，两流体都非混合，且管程间流体是平面的(顺序相反,如图1.59b所示)

E. F型壳体2-2管壳式换热器

F. 1-2分流式换热器

1.15 多流程换热器使用交叉流—顺流而不是交叉流—逆流的可能原因有：

A. 更高的有效度 B. 冷流体入口处更不易于产生中心冰冻

C. 较小的热应力 D. 较小的尺寸

E. 壁面的较高轴向温度梯度减小了

1.16 填空

A. 换热器由称为________的传热元件以及称为________的流体分布部件组成。

B. 扩展表面式换热器中，总传热面积包括________和________。

C. 直接传热式换热器简称为________，蓄热式换热器简称为________。

D. 用于管壳式换热器的横向挡板的两种类型是________折流板和________折流板。

E. 从热力学的角度讲，最高效的单流程换热器流动方式是________，最低效的流动方式是________。

1.17 指出下列应用中具体换热器的结构类型：

A. 牛奶巴氏杀菌：________ B. 硫酸冷却：________

C. 汽车散热器：________ D. 鼓风炉空气预热：________

E. 空冷凝汽器：________

1.18 判断对错(对的句选T,错的句选F)

A. T F　在设计良好的换热器中，相当部分的传热发生在进口和出口处的集流管或容箱上。

B. T F　翅片常安装在气—水换热器的水侧。

C. T F　高紧凑旋转式再生器的紧凑度高于人体的肺部。

D. T F　在大多数单相两流体换热器中，自然对流比强迫对流的作用更显著。

E. T F　对于高粘度流体，需要使用顺流换热器。原因是入口处相对较高的壁温减小了流体粘度，使得流动阻力降低，传热系数增大。

F. T F　管壳式换热器是最通用的换热器。

G. T F　管翅式换热器通常比板翅式换热器更加紧凑。

H. T F　鼓风炉再生器通常比管壳式换热器或板式换热器更加紧凑。

I. T F　图 1.53b 表示的是单流程换热器。

J. T F　紧凑式换热器中气流的传热系数高于直径 20mm 的管子中强水流的传热系数。

1.19　对于相等的平均入口和出口温度，按照壁厚方向的最大结构温差以由大到小的顺序排列以下换热器：

A. 顺流　　B. 逆流　　C. 四流程总体交叉流—逆流

D. 两流程总体交叉流—逆流　　E. 单流程交叉流

现在请指出哪类换热器在两流体间分隔壁面处具有最高的热应力，哪类具有最低的热应力？为什么？提示：回顾一下冷热流体以及壁面的温度分布。

1.20　考虑在两相距 6mm 的平行板片（1m 宽 × 1m 长）之间的流动。计算平行板片之间与流体相接触的表面紧凑度。现假设在平行板片之间安装壁厚 0.05 mm 的直平滑翅片。计算此板翅式换热器的紧凑度。

1.21　列举五种你所熟悉的换热器，将其划分到图 1.1 的六个主要分类的合适的子类中。

第 2 章　换热器设计方法概述

本章内容为换热器设计方法的概述，讨论了多种定性和定量的设计因素，以及它们之间的相互影响和相互依赖关系，以实现换热器设计的优化。大部分要考虑的因素都是相互关联的，因此在优化系统设计方案的基础上，应该同时考虑这些因素，以逐步达到换热器的优化设计。本章简要地讨论了将换热器作为系统的一个部件或一部分的多学科综合设计方法，以获取整体的优化解决方案。

2.1　换热器设计方法

设计是指对一个工程系统、系统的一部分，甚至仅仅是系统的一个部件提供完整的描述。这些描述能够明确地表示系统或者部件的结构、尺寸和性能，以及后续制造和使用的重要特征，可以通过一个定义明确的设计方法来实现。

从对设计范围的简述可以清楚地看出设计方法具有非常复杂的结构。当把换热器作为一个部件来进行设计时，还必须考虑要和整个系统的设计寿命相一致，寿命设计假设按下面的步骤考虑：

1） 问题的确立(包括与用户进行交流)。

2） 概念的确立(可行性设计的选择,初步设计)。

3） 换热器的详细设计(设计计算以及其他的相关考虑)。

4） 制造。

5） 对使用的考虑(运行,淘汰,处理)。

在设计的初期，必须明确设计的要求，并确立系统设计的主要目的，要建立在对用户要求有一个很好的了解的基础上。如果问题能够清楚地确立，那么就可以对系统设计的多种方案进行评估，并选择一种或者多种可用的设计方案，然后在这个分析的基础上确定详细的尺寸，完成费用计算和优化。经过以上的工作，一个推荐的设计方案就形成了，与此同时，还要进行工程方面的考虑(结构或制造)，另外，启动、过渡、稳态及非稳态运行、失效、报废等问题也要考虑进来。通过对这些过程的考虑，设计组要再次考虑结论，按照约束条件，对以上的一个或者多个步骤进行重复验证，直到所有的要求都在允许的范围内。在以上这个工作框架内，需要建立详细的设计方法。

图 2.1 说明了一台新的换热器的设计方法。这种方法建立在经验的基础上，是由 Kays 和 London，Taborek，还有 Shah 针对紧凑型以及管壳式换热器提出的。

这个设计的流程可以展示出案例学习(一次一个案例)的方法，主要的设计内容有：

1）过程及设计说明。

2）热力和水力设计。

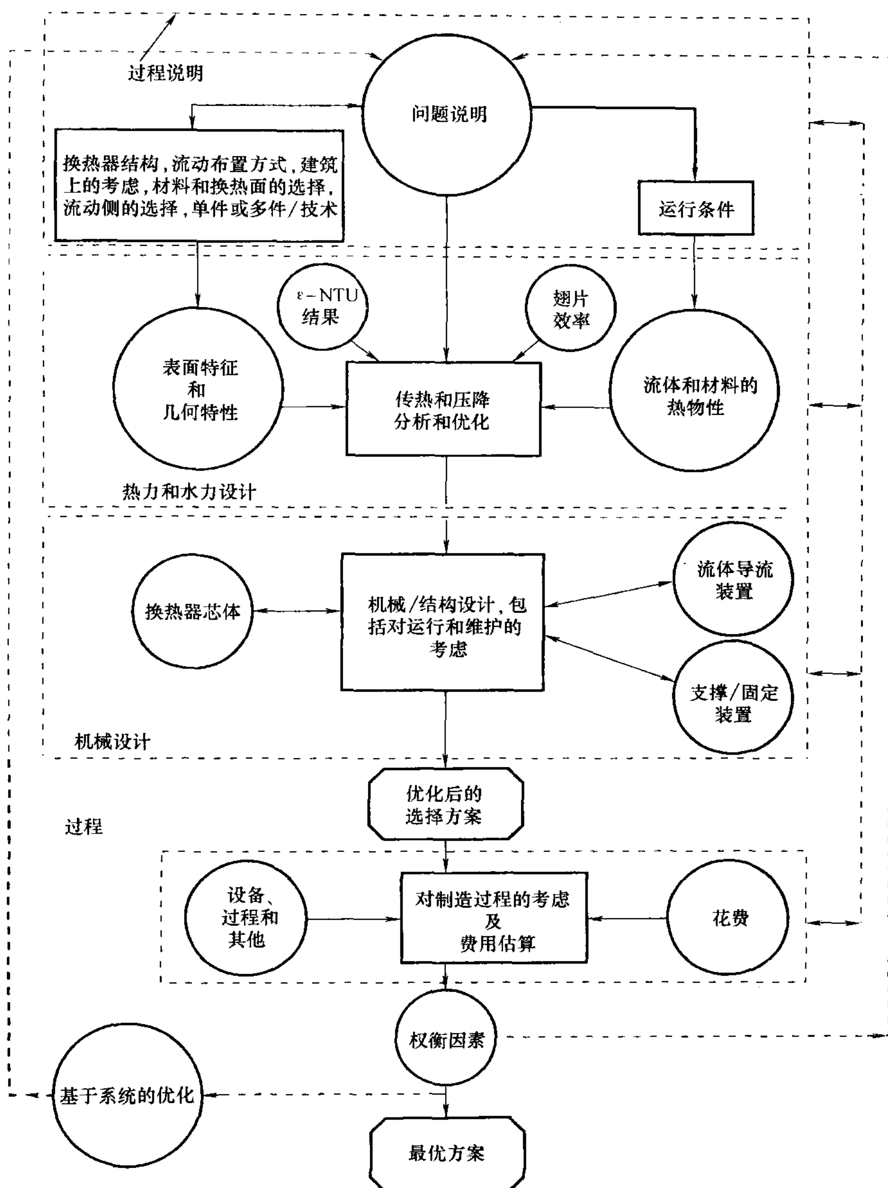


图 2.1 换热器设计方法(由 Shah 1982，Taborek 1988，Kays 和 London 1988 的资料修订而成)

3）机械设计。

4）制造因素的考虑以及费用。

5）权衡因素以及系统优化。

这些设计的内容通常不是按顺序进行的。前面提到的这些内容之间可能有着很强的相互作用和影响，如图 2.1 中双向箭头所示，在设计结束前可能需要大量的重复工作。整体的设计方法是很复杂的，因为除了众多的定量计算之外，还需要引入很多定性的判断。需要强调一点，对于不同的实际应用，前面提到的一些换热器设计内容（不一定是全部）在设计过程中要进行细化。接下来我们要对这些内容进行详细的讨论，通过一些例子来说明设计过程的主要特征以及它们之间的关系。在对下面的章节和子章节进行说明时，请参照图 2.1 中相应的模块及框图。

2.1.1　流程以及设计说明

流程以及问题说明（图 2.1 中顶部的虚线框）是换热器设计中最重要的步骤之一，通过与系统设计工程师一起工作，换热器设计工程师可以考虑到更多有价值的因素，从而形成一个“完美”的说明书，进而定义一个优化的系统。一个完美的设计说明书是在与用户讨论、按照工业和用户的标准以及设计师自己的经验的基础上完成的。

流程以及设计说明书包括了设计和优化一个用于特定场合的换热器所需要的所有信息，它包括对运行条件、换热器型式、流动布置、材料，以及设计、制造、运行等内容的详细描述。另外，根据要求的最小输入说明，换热器设计工程师要提出必要而又缺失的信息。

2.1.1.1　问题说明

首先要考虑的最重要问题是选择设计基础（即设计条件），接下来是在设计条件下以及非设计条件（调节）下的性能分析。设计基础会要求对运行条件以及换热器所处的运行环境的说明，包括流体质量流速（包括流体类型及其热物性）、入口温度以及两种流体的压力、所需的热功率以及两种流体的最大允许压降、由过程以及环境参数的变化所引起的入口温度和压力的波动、流体的腐蚀以及污垢特性、运行环境（从安全、腐蚀或磨损、温度水平、对环境影响的观点考虑）；另外，也许还有关于总体尺寸、重量以及其他设计限制条件，包括费用、所用材料，以及可选择的换热器类型和流动布置方式。如果提出了太多的限制条件，就可能找不到一个可行的设计方案，因此为了找到一个解决方案可能就需要做一些妥协。在这个阶段，换热器设计师和系统设计师必须共同合作以制定出一个完整的说明。然而在某些工业中，换热器设计师被一个给定的说明所束缚，从而很少甚至没机会来提供自己的观点。

2.1.1.2 换热器设计说明

以问题说明和设计师的经验为基础，首先要确定换热器结构形式以及流动布置方式(图1.1)。结构形式的选择决定于换热器两侧所用的流体(气体、液体或者凝结/蒸发)、运行压力和温度、污垢与可清洁性、流体和材料的兼容性、流体的腐蚀特性、一侧流体向另一侧的允许泄漏量、已有的换热器制造技术以及费用。流动布置方式的选择决定于所要求的换热器有效度、换热器结构类型、上游和下游管道、安装空间或地基、允许的热应力以及其他的判别标准或者设计限制条件。换热器的朝向、入口和出口管道的位置等因素也许可以由系统和(或)现有的安装空间、地基及管道决定。10.2节中提供了一些关于选择换热器类型以及流动布置方式的指导方法。

下一步就是选择换热器芯体或表面的几何结构和材料。对管壳式换热器，要选择芯体几何结构(比如壳型、流程数、折流板几何形状等)，而对板式换热器、扩展表面式换热器和再生式换热器，要选择换热面的几何形状。换热面的选择有几个定性和定量的判别标准，在10.2和10.3节中，针对紧凑型换热器面，对其中一些定量和定性判别标准进行了讨论。换热面选择的定性标准是运行压力及温度、设计人员的经验以及判断、污垢、腐蚀、磨损、流体中的污染物、费用、表面的实用性、可制造性、对维护的要求、可靠性以及安全性。对于管壳式换热器，换热器芯体的几何形状或外形的选择标准是在所要求的压降范围内的传热性能、运行压力以及温度、热应力、压力应力、过程中可能存在的泄露的影响、流体的腐蚀特性、污垢特性、可清洁性、维护、最少出现运行问题(振动、冰冻、不稳定性等)，以及总的安装费用，在10.2节中对其中的一些选择标准进行了讨论。

对于管壳式换热器，通常选择易结垢、高腐蚀、高压、高温、高危险性、费用高和(或)低粘性的流体作为管内流体，最大允许压降也用来决定哪种流体为管侧(高压侧)流，哪种流体为壳侧流。

对于紧凑型换热器，例如板翅式换热器，可以选择交错翅片、百叶窗式翅片以及其他的翅片形式。对于每一种选定的翅片形式，进行图2.1所示的热力或水力设计以及机械设计。这就是我们所说的方框内的“一个或多个案例”，一个或多个案例也包括不同的换热器技术。

例2.1 一个化工厂要冷却二氧化碳气体，利用液态二氧化碳作为冷却剂，二氧化碳气体要由255℃冷却到30℃，液态二氧化碳的进口温度为25℃，高温二氧化碳气体的焓变要小于300kW(质量流速为0.01kg/s)，两种流体的压力相对较高(例如,各自的压力分别为10MPa的数量级)。可以由这套不完整的过程数据来设计一个换热器来满足以上的任务要求吗？考虑下面的换热器类型：管壳式、套管式、焊接板式、密封垫板式、薄片式，以及螺旋板式换热器。

求解：

问题数据和简述：给出了一套不完整的数据来支持过程说明，只有与一些所选择的运行条件相关的数据是可用的（实际中常遇到的一种情况），所有与所考虑的换热器类型（管壳式、套管式、焊接板式、密封垫式、片式，以及螺旋板式换热器）相关的信息都是可用的（分别参看 1.5.1.1、1.5.1.2、1.5.2.2、1.5.2.1、1.5.2.4 和 1.5.2.3 节）。

确定：以可用的流程说明信息为基础，选择一个可行的换热器类型来进行设计考虑。

假设：由第 1 章中的讨论可知，所列换热器类型的设计说明是有效的。

分析及讨论：选择正确的换热器类型时，可以采用的一个方法是首先除去那些类型特征与过程条件相冲突的换热器类型。第一个要考虑的最重要因素与运行温度范围和压力相关。各种换热器型式的分析学习（见第 1 章）表明薄片式、焊接板式，以及密封垫式换热器是不适合的，因为它们对允许工作压力和温度的要求比题目中给定的过程数据低得多，更准确地说，片式换热器通常在压力低于 3.45MPa、温度低于 200℃ 的条件下运行（见 1.5.2.4 节），对于焊接板以及密封垫式换热器，相应的参数分别为 4.0MPa、350℃ 和 3MPa、150℃（见 1.5.2.2 和 1.5.2.1 节），虽然螺旋板换热器可以在更高的温度下运行（可以达到 500℃，见 1.5.2.1 节），但是压力限制为 2MPa，所以，只剩下两种换热器类型可以考虑，也就是只有管壳式和套管式换热器能成为可行的选择。

管壳式和套管式换热器都可以维持很高的压力和温度，因此，要考虑其他的判别标准来做进一步的选择，这些判别标准包括所要求的换热器的有效度、热负荷、流体特性（比如污垢以及腐蚀能力）、费用等其他因素。当热负荷（<500kW）较小时，套管式换热器是费用低廉的解决方案，同时，若对性能有较高的要求，在费用条件许可的情况下，可以考虑采用有翅或无翅的套管式多管换热器，例 2.4 在换热器的选用时包含了对费用的考虑。

最后，要确定套管式多管换热器是选用翅片管还是光管，考虑到换热器要进行液—气换热，气侧的热导（hA）较低（具有较小的质量流速），因此，气侧加翅片可以使设备更加紧凑，使气液两侧具有大致平衡的热导 hA，同时注意到管内流体（液态二氧化碳）更容易产生污垢，因此，气态二氧化碳侧加翅片，管内为液态二氧化碳的套管式多管换热器成为可行的设计方案。

2.1.2 热力及水力设计

换热器热力及水力设计过程（图 2.1 中从上面数第二个模块）包括对换热器的评估（对换热和压降进行定量评估）和（或）确定换热器尺寸，这个模块是整本书的核心内容，涵盖了从第 3 章到第 9 章的内容，两个重要的关系式构成了整个

的热力设计过程。它们是

（1）焓变方程

$$q = q_j = \dot{m}_j \Delta h_j \tag{2.1}$$

此方程适用于两种流体中的任何一种(即 $j = 1, 2$)

（2）传热量方程或者简称热量方程[见式(1.4)中的左侧等式部分]

$$q = UA\Delta T_m \tag{2.2}$$

式(2.1)是热力学中著名的关系式，它将传热量 q 和定压条件下单一流体(j 可以是 1 或 2)进、出开口非绝热系统的焓变联系在一起，换热器中的单一流体焓变等于 $\dot{m}_j \Delta h_j = (\dot{m}c_p)_j \Delta T_j = (\dot{m}c_p)_j |T_{j,i} - T_{j,o}|$。式(2.2)反映了双流体换热器的对流-导热传热现象，传热量与传热面积 A 和两流体之间的平均温差 ΔT_m 成正比，平均温差是指对数平均温差(逆流或者顺流)或者与之相关的包含流体间的温度端差，如 $T_{h,i} - T_{c,o}$ 和 $T_{h,o} - T_{c,i}$ 的形式，这将在 3.7.2 节中讨论。式(2.2)中的比例系数是总的传热系数 U(详细内容见 3.2.4 节)，解决设计问题就是确定换热器的传热面积 A(或者 UA)，从而满足某些变量所要求的最终数值(尺寸问题)，或者在已知换热器的传热面积 A 或者总体导热 UA 的情况下确定某些变量的最终数值(校核问题)。注意式(2.1)和式(2.2)中右侧的七个变量是 $(\dot{m}c_p)_j$、$T_{j,i}$、$T_{j,o}$、$j = 1$ 或 2、还有 UA。

2.1.2.1 换热器热力设计问题

从定量分析的角度来看，热力计算包括很多的问题，两个最简单(也是最重要)的问题就是校核问题和尺寸问题。

1. 换热器校核问题　确定一台已存在或者已经设计好的换热器(检查厂商的设计)的传热和压降性能称之为校核问题。在校核问题中，已知的信息是换热器的结构、流动布置方式、总体的尺寸、两侧换热面形状和材料的详细内容(包括它们的量纲为一传热及压降特性，以及 j、Nu 和 f 与 Re 的关系)[⊖]、流速、入口温度以及沾污系数，通过校核确定流体出口温度、换热量、换热器两侧的压降，校核问题有时也被称之为性能或模拟问题。

2. 换热器尺寸问题　从广义上讲，设计一台新的换热器意味着确定并选择换热器结构类型、流动的布置方式、管或板以及翅片的材料、在所有限制条件范围内满足一定传热和压降要求的换热器尺寸。然而，对于扩展表面换热器的尺寸问题，我们将要确定的是换热器的物理尺寸(长、宽、高，以及两侧换热面积)，我们假定换热器的结构类型、流动布置、材料均已经根据 10.1 节和 10.2 节所提供的指导方法事先确定了下来。对于管壳式换热器，尺寸问题总的来说就是确定壳体类型、直径和长度、管子的直径和数量、管子的布置、流体通道的布置等等。

⊖ j 为 Culburn 因子，Nu 为努谢尔特数，f 为 Fanning 摩擦因数，Re 为雷诺数，它们的定义见 7.2 节。

对于板式换热器，尺寸问题就是确定板的类型与尺寸、板的数量、流体通道的布置、密封圈的类型等等。尺寸问题的已知信息是换热面的几何特性(包括其量纲为一传热和压降特性)、流体的流量、流体入口和出口温度、沾污系数、每侧流体的压降，尺寸问题也称之为设计问题。然而，在文献中设计问题有时是指校核问题，有时是指尺寸问题，为了避免在说到设计问题时发生混淆，我们在这里明确将换热器热力设计问题有区别地称之为校核和尺寸问题，尺寸问题是图2.1中勾画出的复杂设计过程的一个子过程。

2.1.2.2　基本的热力及水力设计方法

根据换热器分析过程中所涉及的众多参数，可以构成独立和非独立的量纲为一量，随后，对不同的流动布置方式，确定这些量纲为一量之间的关系。根据所选择的量纲为一量，有几个设计方法可供工业应用，这些方法包括 ε—*NTU* 法、p—*NTU* 法、平均温差修正系数法及其他的方法(详细情况见第3章)。第3章和第5章分别介绍了间壁式换热器和再生式换热器基本设计方法，第4章介绍了间壁换热器的先进辅助方法，第6章介绍了水力设计以及压降分析。如图2.1所示，热力和水力设计的已知信息除了流程和设计说明外，还有换热面的传热和流动阻力特性(或者称为换热面的基本特性)、几何特性以及流体的热物性。

2.1.2.3　换热面的基本特性

两侧流体的换热面积基本特性用量纲为一形式的 j、Nu，f 与 Re 的关系曲线，以及有量纲形式的传热系数 h 和压降 Δp 与质量流量 $\dot{m}$ 或者质量流速 G 之间的关系来描述，有关换热面基本特性的准确而可靠的数据是换热器热力和水力设计的关键。第7章介绍了各种换热器传热面的理论解和实验结果，以及所采用的实验技术。

2.1.2.4　换热面的几何特性

对于一个双流体换热器来说，要进行传热以及压降分析，对每种流体至少要知道以下的换热面特性：最小自由流动面积 A_o、换热器芯体的迎面面积 A_{fr}、包含基本面积和翅片面积(如果存在)的传热面积 A、水力直径 D_h、流道长度 L，这些量是由换热器芯体和换热面基本几何尺寸计算得来；对于管壳式换热器的壳侧，还要知道各种泄露和旁流的流通面积。第8章介绍了如何计算这些换热面几何参数。

2.1.2.5　物性参数

对于热力和水力计算，要知道以下各流体的物性参数：动力粘度 μ、密度 ρ、比热容 c_p、热导率 k；对于壁面，要知道材料的热导率以及比热容。附录A提供了一些关于热物性参数的信息。

2.1.2.6　热力及水力问题求解

求解校核和尺寸问题就是利用传热和流动阻力特性以及其他相关特性的经验

数据进行分析和数值计算，这些过程将在第9章中介绍，由于计算的复杂性，这些过程通常采用商业或专门的计算机程序来实施。对于尺寸问题，因为有很多与几何形状以及运行条件相关的变量和参数，所以要解决的问题就是怎样在诸多满足性能和设计要求的方案中确定最优方案（确定变量和参数的数值），这个问题是在初步设计完成后，通过在给定的隐含或者明确的限制条件下，利用数学优化技术来优化换热器设计目标函数的方法来解决的。9.6节简要地介绍了换热器的优化过程。第9章从计算机程序的角度概述了换热器热力和水力设计过程及其优化过程（图2.1中第二个大虚线模块）。

例2.2 将换热器视为一个黑箱子，有两种流体流入然后流出该盒子，且没有混合，假设式(2.1)和式(2.2)都是正确的，并且引入公式 $\dot{m}_j\Delta h_j=(\dot{m}c_p)_j\Delta T_j$，其中 $\Delta T_j=|T_{j,i}-T_{j,o}|$。注意，不管实际采用什么定义，$\Delta T_m$ 一定是端口温度 $(T_{h,i},T_{h,o},T_{c,i},T_{c,o})$ 的函数。利用这些常规的假设，回答下面两个简单的问题：

（a）为了确定设计中所包含的所有设计变量，至少要知道式(2.1)和式(2.2)中右侧七个变量中的几个，哪几个不用事先知道？

（b）利用第一问题的结论，如果变量组仅仅包括式(2.1)和式(2.2)中右侧的变量[即 $(\dot{m}c_p)_j$、$T_{j,i}$、$T_{j,o}$、$j=1$ 或 2 和 UA]，可以定义换热器尺寸设计（UA 一定是未知）中的多少问题？

求解：

问题数据：换热器被视为一个黑箱子，它通过式(2.2)所描述的传热特性（即按 UA 的数量级）将两种流体的温度由入口的 $T_{j,i}(j=1,2)$ 改变为相应的出口温度 $T_{j,o}(j=1,2)$。所以在这个问题中，我们需要考虑以下变量：$(\dot{m}c_p)_1$、$(\dot{m}c_p)_2T_{1,i}$、$T_{1,o}$、$T_{2,i}$、$T_{2,o}$和 UA。

确定：为了确定设计中所包含的所有变量，至少要知道式(2.1)和式(2.2)中右侧七个变量中的几个？注意式(2.1)代表两个关系式，分别对应于两种流体；可以定义多少换热器尺寸设计问题（UA 一定是未知）？

假设：换热器是绝热的，焓变量方程式(2.1)中的焓变可以由方程 $\dot{m}_j\Delta h_j=(\dot{m}c_p)_j\Delta T_j$ 确定，换热量由式(2.2)确定。

分析：（a）第一个问题的答案是不证自明的，可以直接由式(2.1)和式(2.2)给出的三个方程来获得。注意这些等式的左侧等于相同的传热量，也就是说这三个公式可以通过消去换热量简化为两个等式，例如：

$$(\dot{m}c_p)_1|T_{1,i}-T_{1,o}|=UA\Delta T_m$$
$$(\dot{m}c_p)_2|T_{2,i}-T_{2,o}|=UA\Delta T_m$$

所以对这七个变量我们有两个等式[记作 $\Delta T_m=f(T_{h,i},T_{h,o},T_{c,i},T_{c,o})$]，利用这两个等式，我们仅可以确定两个未知量，其他的五个变量必须已知。

（b）第二个问题的答案可以通过考虑两个事实来得到：①在所有考虑的情

况中 UA 都是未知的（尺寸问题）；②只有两个变量可以是未知的，因为我们只有两个方程[式(2.1)和式(2.2)]可供使用，这样，由七个变量可以得到六种组合（也就是在每一种情况中，五个已知量和两个未知）。这样就组成了表例2.2中的六类不同的尺寸问题。

表例2.2　换热器尺寸设计问题类型

问题	UA	$(\dot{m}c_p)_1$	$(\dot{m}c_p)_2$	$T_{1,i}$	$T_{1,o}$	$T_{2,i}$	$T_{2,o}$
1	●	○	○	●	○	○	○
2	●	○	○	○	●	○	○
3	●	○	○	○	○	●	○
4	●	○	○	○	○	○	●
5	●	●	○	○	○	○	○
6	●	○	●	○	○	○	○

注：●为未知量，○为已知量。

讨论和注释：在这六类问题中，有四类都是已知了两种流体的热容量[即，积$(\dot{m}c_p)_j$是已知的]，除了未知量 UA 外，剩下的未知量就是四个端口温度了；剩下的两类问题，如表例2.2所示，是两种流体中有一个的热容量未知，另一个的热容量和四个端口温度都是已知的。

利用同样的方法可以列出15种校核问题（在每一种问题中 UA 必须已知）。表3.11列出了由这种思路得到的完整的设计问题系列（包括尺寸问题和校核问题）。

2.1.3　机械设计

为保证换热器在整个设计寿命期间能够在稳定状态、过渡状态、启动、关闭、扰动，以及部分负荷运行条件下保持机械的完整性，机械设计是必要的。如第1章开始提到的，换热器有传热部分（芯体或者基体，那里有传热现象发生）和流体导流部分（比如联箱、集箱、水箱、入口和出口管、管道和密封装置，那里没有传热现象发生）所组成。机械和结构设计应该针对这些换热器元素分别进行设计，同时，还要考虑换热器支架的结构设计。有关这部分的讨论参照图2.1中从上面数第三个虚线模块。

换热器芯体的设计要符合运行压力、温度和腐蚀，以及流体与材料的化学反应所要求的结构强度。压力和热应力的计算用来确定换热器关键部位的厚度，如翅片、板、管、壳体和管板。材料以及板、管翅片连接方法（如硬钎焊、软钎焊、焊接以及胀接）的合理选择决定于运行温度、压力，流体类型、潜在的污垢与腐

蚀，以及设计寿命等等。同样，在管子与联箱[1]、管子与管板、膨胀接头、法兰等连接处要采用合理的连接技术，这些连接方法通常在热力-水力分析之前确定。在这个阶段，还要考虑运行的问题，需要进行热应力和疲劳计算，针对预期的启动以及停机周期和部分负荷运行条件，保证换热器的持久性和使用寿命，另外，一些不那么明显的运行问题也要提前考虑。需要进行校验从而除去或者减小流动引起的振动，这些振动可能会导致腐蚀和疲劳等，从而导致管子失效。需要校验流速以避免或者减小磨损、腐蚀和污垢；对热膨胀问题也要采取适当的措施；在这一阶段还要考虑其他可能存在的运行问题，如动态不稳定性以及冻结问题。根据现场的经验，如果有的话，将对该阶段的设计具有重要的价值。第 13 章介绍了污垢以及腐蚀。

除了换热器芯体之外，也要对导流结构(联箱、水箱、集箱、管口、入口和出口管)进行良好的设计，从而保证换热器流道内的流体流动均匀，在换热器设计寿命内不会出现磨损和疲劳问题。第 12 章介绍了联箱的设计以及流动的分布不均。

换热器要固定在房间或开放环境的地面上或者与其他设备组成一个系统，换热器的机械支撑上都需要设计垫片，支架和其他的固定结构来保证支撑不会因为振动、冲击负荷、疲劳等原因失效。在机械设计过程中，同时也要考虑维护的要求(如清理、维修、保养以及常规的检查)和运输的限制，如整体的尺寸。

每一台换热器都必须符合地方、州、省、国家和(或)国际规范及标准(如 ASME 压力容器规范、TEMA 标准等)，换热器不仅要具有良好的机械设计还要具有良好的热力设计。特殊情况下，针对下列条件，换热器也许需要更广泛的结构设计以满足规范及标准的要求：很高的功率(很高的压力及温度)，设计寿命内大量的压力和温度循环，地震标准，不允许破坏试验，可靠性很重要或者不容易维修和更换部位等的特殊应用场合，当客户有某些特殊要求时。结构设计同时应当包括这样的条件下的热应力、疲劳、蠕变分析，从而确定换热器的寿命。

尽管机械设计的部分内容要在热力设计之前考虑，但在针对某些换热器，常常先对换热器进行设计以满足热力和水力的要求，然后从结构设计的角度进行校核，通过必要的迭代直到同时满足热力、水力和结构设计的要求。因此，机械设计和热力设计同样重要，甚至可能比热力设计更困难，主要是因为机械设计并非全部可以通过分析获得，且每一种具体的情况都有其独特之处，设计人员必须依靠试验、过去的经验以及良好的设计实践，很多机械设计的依据要与热力设计同时或者交叉反复考虑。

---

[1] 在汽车工业中，管翅式换热器的管板被称之为联箱，可是，在换热器进、出口处的圆锥形、三角形、梯形及其他形状的气体流动分配装置称之为联箱，例如，进一步的详细情况见 12.4 节。

如图2.1所示，当热力设计和机械设计完成之后可以得到数个经过优化的可选择方案，设计者通过先后或同时考虑制造要求以及费用估算，反复权衡后得到最优化的方案。对于管壳式换热器，因为TEMA标准规定了大部分的机械设计，所以换热器的价格可以在机械设计最后完成之前确定，在获得确切订单后即可以进行最后的画图(实际模型)。

例2.3 一个工程师需要在机械设计范围内对一台给定工作任务的管壳式换热器进行应力分析，下面是可用的信息：一台TEMA E型管壳式换热器用水来冷却油，已知所有的过程条件(流体类型、热物性参数、质量流量、温度和压力最终条件、沾污系数等)，规定了热负荷，具体的设计数据(流动布置、管子的内径和外径、间距、角度、管子材料、壳体内径、TEMA标识等)也是已知的，规定换热器在室内运行并且工厂在非地震活跃区，有关所用材料的允许应力以及疲劳寿命要求的信息已知，另外，设计者拥有用来计算由管壳间热膨胀引起的热应力负荷的所有数据，并列出进行应力分析所需要的遗漏的重要信息。

求解：

问题数据和简述：所有的过程和设计数据以及允许应力信息已知，有关换热器的应用情况已知，换热器运行环境已给定，图1.5a给出了TEMA E型管壳式换热器(BEM)的示意图。

确定：列出对例题所描述的换热器进行应力分析所要用到的遗漏的信息。

假设：对提到的换热器所有的常规假设均成立。

分析：通过检查给定的数据发现，用于应力分析的大部分信息都已经给定：

- 换热器的具体应用已知。
- 所有的过程、设计信息和说明已知。
- 已规定热负荷。
- 换热器运行环境以及地震活动情况已知。
- 允许应力以及疲劳寿命信息已知。
- 空载荷和静载荷可以计算。
- 振动情况可以估定。

然而，机械、叠加，以及运行过渡载荷等重要信息被遗漏了。这些载荷包括：

- 由压力以及重力引起的机械载荷。
- 由于管子与管接头的连接造成的叠加载荷(这些载荷会引起轴向力、弯曲力，以及扭力)，由于支承的反作用力引起的载荷(因此，还要给定是垂直方向安装还是水平方向安装)。
- 暂态条件下的载荷(例如起动和停机)，包括由于压力和温度的不稳定波动而造成的冲击载荷。

讨论：这个例题强调了对输入数据进行彻底研究的必要性。这不仅仅是进行机械设计时应该考虑的，更经常的情况下，这也是进行热力设计所应该考虑的。通常情况下给定的是一套不完整的信息，设计师必须确定进行分析所要求的最少的信息量，随后，可以通过大量额外的假设来确定一套完整的信息，这说明了为什么两个设计师即使有相同的初始条件也不可能做出完全相同的设计。

2.1.4 制造考虑因素以及费用估算

针对热力和机械设计得到的优化方案进行制造方面的考虑以及费用估算。

2.1.4.1 制造考虑因素

制造考虑因素可以分为对制造设备的考虑、对工艺的考虑，以及对其他定性要求的考虑。对制造设备的考虑可能影响到设计方案的选择，包括是采用已有的加工方式还是采用新的加工方式，模具的可用性和有限性，刀具、机床、窑炉的选用以及加工空间，在线安装还是非在线组装，设备投资的提供。对工艺考虑是指换热器的各个部分和部件怎样制造并最终装配在一起，这包括在满足一定的误差要求的前提下制造各个部件，部件的工艺流程，换热器芯体的安放及最后的硬钎焊、软钎焊、焊接，管子或者换热面的机械膨胀，联箱、水箱、集管或换热器芯体弯头夹具的无泄漏连接，管道的安装，换热器的清洁，泄露测试，换热器在系统中的装配和支撑结构。在考虑一台换热器的新型设计方案时，尤其是对扩展表面式换热器，不仅要事先对制造设备进行评估，而且还要对整个工艺过程的考虑进行评估，其他的评估依据包括车间的工作量、交付日期、公司政策，以及对竞争力的评估。

2.1.4.2 估算费用

一台换热器相关的总费用，也叫寿命期费用。可以分为：成本、安装费用、运行费用，有时也包括处理费用。成本(所有安装的设备)包括设计、材料、制造(加工、人力、管理)、测试、运输、安装以及折旧费用。对一些管壳式或板式换热器，有时换热器在工程地点的安装费用甚至可能和其成本费用一样高。运行费用包括水泵的运行费用、保修费用、保险和维护费用、维修费用、清洗费用、故障停机和停工费用、在网络中与换热器联合工作所需的费用(蒸汽，燃料，水)，以及退役费用。有些费用是很难估算的，最好是在设计阶段就进行估算。

例 2.4 一个换热器设计师需要根据已知换热性能 $q/\Delta T_m$[式(1.4)和式(2.2)]来对换热器进行初步选型，换热器应该在 $q/\Delta T_m = 6.3\times10^4$W/K 单位温度功率负荷下工作，设计过程中进行换热器类型选择的标准是单位 $q/\Delta T_m$ 的费用，经过初步分析，设计师选择了下面四种可能的类型：①管壳式换热器；②套管式换热器；③板框式换热器；④焊接板式换热器。根据已有的经验数据，例题表2.4A 给出了两个 $q/\Delta T_m$ 数值的单位费用[$/(W/K)]，将单位费用与 $q/\Delta T_m$

的关系理想化为对数关系。设计师将怎样决定？讨论这个决定如何随 $q/\Delta T_m$ 值大小的变化而变化。

求解：

问题数据和简述：根据可用的经验数据，单位换热器功率的单位费用为已知（见表例 2.4A），所选择的换热器的类型如图 1.5、图 1.15、图 1.16 和图 1.20 所示。

确定：按所给性能确定换热器类型，根据单位费用做出决定。

假设：换热器的单位费用与 $q/\Delta T_m$ 之间呈对数关系，所选用的所有换热器都是可行的设计（满足流程和设计说明），由 $q/\Delta T_m$ 定义的换热器性能如式(1.4)给定。

分析：需要根据表例 2.4A 提供的数据进行分析，因为我们没有与例题中所要求的换热器性能水平相对应的数据，所以我们采用了插值法，插值必须是对数插值，表例 2.4B 中的数据是根据表例 2.4A 中数据得来的插值。

表例 2.4A　$q/\Delta T_m$ 单位费用

换热器类型	单位费用/\$/(W/K)	
	$q/\Delta T_m = 5\times10^3$ W/K	$q/\Delta T_m = 1\times10^5$ W/K
管壳式	0.91	0.134
套管式	0.72	0.140
板框式	0.14	0.045
焊接板式	1.0	0.108

表例 2.4B　对数插值后的 $q/\Delta T_m$ 单位费用

换热器类型	对数插值后单位费用/\$/(W/K)		
	$q/\Delta T_m = 5\times10^3$ W/K	$q/\Delta T_m = 6.3\times10^4$ W/K	$q/\Delta T_m = 1\times10^5$ W/K
管壳式	0.91	0.180	0.134
套管式	0.72	0.180	0.140
板框式	0.14	0.054	0.045
焊接板式	1.0	0.152	0.108

表例 2.4C 的数据是在对表例 2.4B 的数据进行了对比后获得的折算值，它代表着管壳式换热器的单位费用与表例 2.4B 中所列的其他各换热器的单位费用的量纲为一比。例如，表例 2.4C 中第三列的数据 3.33 代表在相同的换热器性能下，管壳式换热器的单位费用是板框式换热器的 3.33 倍。由 E2.4C 中 $q/\Delta T_m = 6.3\times10^4$ W/K 一栏的数据可以清楚地看到，最经济的换热器是板框式换热器。

表例 2.4C　$q/\Delta T_m$ 费用值的折算费用

换热器类型	折算费用/$/(W/K)		
	$q/\Delta T_m=5\times10^3$ W/K	$q/\Delta T_m=6.3\times10^4$ W/K	$q/\Delta T_m=1\times10^5$ W/K
管壳式	1.26	1	0.96
板框式	6.5	3.33	2.98
焊接板式	0.91	1.18	1.08

讨论和注释：由此可以得到下面的结论：只有在较小的单位温度功率水平下，套管式换热器才会比管壳式换热器经济，对于较高的单位温度功率，两种换热器的 $q/\Delta T_m$ 单位费用是完全相同的（见表例 2.4B 中 $q/\Delta T_m=6.3\times10^4$ W/K 一栏的数据），对更高的单位温度功率（$q/\Delta T_m=1\times10^5$ W/K），管壳式换热器甚至比套管式换热器经济（比较表例 2.4B 中最后一栏的数据）。不管单位温度功率是多少，板框式换热器总是最经济的（表例 2.4B 中最后一栏的数据）。在小单位温度功率（$q/\Delta T_m=5\times10^3$ W/K）水平下，焊接板式换热器最不经济（见表例 2.4B 中第一栏对应的数据）。在大单位温度功率（$q/\Delta T_m=1\times10^5$ W/K）水平下，套管式换热器最不经济[折算单位费用为 0.96 $/(W/K)，而板框式和焊接板式分别为 2.98 $/(W/K)与 1.08 $/(W/K)，见表例 2.4C]。这里的数据是参考 Hesitt 等提出的近似费用估算法得到的。

2.1.5　权衡因素

在对热力、机械以及制造设计内容进行详细考虑以后，我们对多种情况进行了如上所示的足够精确的费用评估。现在我们开始考虑与费用有关的权衡因素，这样或许可以对压降、传热性能、重量、尺寸、泄露、初投资等有关费用与换热器由于污垢、腐蚀以及应力失效造成的寿命[⊖]损耗费用，以及对单件生产的设计费用与大批量生产的设计费用进行数值加权处理。权衡因素与设计说明的物理条件以及限制条件，还有运行条件有关。权衡因素分析也许要同时考虑包括经济以及与换热器设计相关的工程热力学第二定律。

如果换热器是一个系统或者热力循环的一个部件，那么就不仅仅需要对换热器进行优化设计以满足 Δp 和 q 要求，从而减少公用设施花费（费用节省分析），降低成本等；还要对系统进行优化设计。在这样的情况下，在得到优化设计并考

⊖ 一台换热器的设计寿命可以从非常恶劣环境下的几天或几个星期到核电站用换热器的 30 年甚至更长，对于一台常规换热器，其设计寿命主要是基于类似的换热器的现场经验，对于采用了新设计、新换热面或新材料的换热器，其设计寿命可以根据实验室内的加速试验来确定。

虑权衡因素后要重新制定换热器设计说明，图2.1中左侧边缘从底部到顶部的虚线表示了这一反复求解过程。

2.1.6 优化设计

定量和定性分析的最后结果是提供给客户的最优设计，或者可能的话，是几个最优设计(取决于所选换热面或芯体几何形状的数量)。

2.1.7 其他的要求

如果带有新设计元素的换热器是系统的关键部分或者将要进行大批量生产，那么就需要建造模型或者样品并在实验室里对其进行测试，以验证以下每一个方面：作为部件和作为系统的一部分时的传热和压降特性；由于振动造成的疲劳特性；翅片与管或板子连接的质量与寿命；压力以及温度循环；腐蚀以及磨损特性；破裂压力极限。

2.2 各种设计要求之间的相互关系

如果不考虑双箭头连线支路，则图2.1中所提供的设计方法可以看为是一个连续解。在这种情况下，设计者只要完成过程说明、热力和水力设计模块，然后进行机械设计等工作就可以了，但是实际上这些设计之间是互相联系的，并且在很多情况下是无法不考虑它们彼此间的影响而单独进行设计的。重新考察两个例题来说明这一点。

考虑一台严重结垢的管壳式换热器，在过程说明模块中要恰当地选择形状和材料来减小污垢，降低腐蚀并便于清洗，换热器的安放位置和朝向要使其能够原地清洗或者比较容易地移动到外部进行清洗。在热力和水力设计阶段，根据清洗周期，必须合理地考虑污垢热阻以及由此增加的换热面积，同时在进行换热器芯体几何形状或换热面的选择时，要考虑有利于减少污垢或者便于清洗。在机械设计阶段，必须从污垢和腐蚀的角度出发，选择合适的材料规格以满足寿命要求，所选管子规格反过来又会影响传热和压降。要根据所采用的清洗技术和清洗日程事先决定：采取在线清洗、离线清洗、化学清洗、机械清洗或者采用一次性的换热器设计，因为这些因素可能会影响到换热器的结构、材料的选择和热力、水力设计。材料及规格的选择以及清洗周期会影响换热器安装以及运行费用。例如，用海水作冷却液时，在相同的运行时间里，两台铝换热器要比一台钛换热器便宜。材料的选择会影响几何结构、热力、水力设计和机械设计。

考虑一台进行高温废热(815℃或1500℉)回收的板翅式换热器。根据用途决定要选择不锈钢或者其他特殊材料。高温运行环境要求采用特殊的焊接技术，焊

接技术的选择还取决于所用翅片的形状。在翅片与管或板间的连接点处会产生一定的热阻，该热阻不能忽略，其大小决定于焊接材料和焊接技术，这反过来又会影响热力性能。对所要求的换热器寿命、费用和热力性能的考虑将决定材料的选择，费用和允许压降将决定是否采用翅片及所选用翅片的类型，运行时的热应力以及所要求的回收热量将决定换热器的结构和流动布置方式(交叉流、逆流或者多流程)，因此在换热器设计和优化时要考虑很多相互影响的因素。

综述

换热器设计问题是多学科问题，整个设计过程中只有一部分是定量分析评估，因为存在有大量的定性判断、权衡和折中，所以换热器设计更像一门艺术而不是科学。总的来说，对于给定的相同的任务，两位设计师不可能做出完全相同的设计，更可能的情况是，一位经验丰富的设计师凭借其对定性考虑的良好感觉，做出更优秀的设计。

换热器设计是一个复杂而艰辛的过程，它不仅仅是确定一个或者多个可行的解决方案，还要求确定最可能的或接近最优的设计方案。在后面的章节里，我们将就这里所提到的设计方法中最重要的定量分析方面作系统地阐述。

参考文献

Hewitt, G. F., and S. J. Pugh, 1998, Approximate design and costing methods for heat exchangers, *Proc. Int. Conf. Heat Exchangers for Sustainable Development*, June 14-18, Lisbon, Portugal, pp. 801-820.

Hewitt, G. F., A. R. Guy, and R. H. Marsland, 1982, Heat transfer equipment, in *User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*, B. Linhoff et al., eds., Institution of Chemical Engineers, Rugby, UK, pp. 129-186.

Kays, W. M., and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

Shah, R. K., 1982, Advances in compact heat exchanger technology and design theory, *Heat Transfer 1982*, *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 1, pp. 123-142.

Taborek, J., 1988, Strategy of heat exchanger design, in *Two-Phase Flow Heat Exchangers: ThermalHydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakac, A. E. Bergles, and E. O. Fernandes, eds., Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, pp. 473-493.

习题

2.1 将换热器设计方法中确定的设计考虑因素和寿命设计过程中的步骤建立一一对应的

关系。

2.2 一个工程师认为在换热器的设计过程中有三个约束条件限定了他做决定的过程，第一个是两种流体中一种流体的压降超出了给定的允许值；第二个是两种流体中一种流体的费用限制了该流体在换热器中的质量流量；第三个是为了增加工厂的整体效率，换热器出口处两种流体的温差必须减小。通过研究图2.1所示的设计方法图，说明这些约束条件在设计过程中应融入到哪个步骤里？

2.3 已经确定了两个类似的切实可行的换热器类型，针对给定的限制性要求(自己给出)，列出可以用来选择换热器的判别标准(要尽可能多)。

2.4 给定(已知)热负荷和两种流体的入口温度，当流体的热物性已知时，可以通过计算得出其出口温度。一名设计工程师并不知道两种流体的质量流量或换热器尺寸的大小，他能够利用给定的数据确定这三个变量吗？

2.5 根据以下条件，你可以确定多少个不同的校核问题？

A. 一种流体的质量流量已知，其他质量流量未知。

B. 一种流体的入口温度已知，其他入口温度未知。

2.6 对于给定的换热器，列出进行应力分析所需要的所有信息。

问答题

2.1 绘制一个流程图，表明在研制一个汽车用换热器过程中，从初步概念到最后形成产品所涉及的热力和机械设计，实验室或其他试验的详细步骤。

2.2 绘制一个流程图，表明要完成问题2.1的任务所涉及的部门。

2.3 针对炼油厂用的管壳式换热器类型，重复问题2.1和问答题2.2。

2.4 针对你感兴趣的换热器或者你感兴趣的工业用换热器，重复问题2.1和问答题2.2。

第3章 间壁式换热器热力设计基本理论

正如第1章所论述的那样，在间壁式换热器中，两种流体被换热面（壁面）隔开，它们之间不会混合，并且没有运动部件。本章将讨论间壁式换热器的热力设计理论。在换热器中，当冷、热流体的温度分别保持在 T_c 和 T_h（如图3.1a所示）时，热传递的驱动力是平均传热温差，简单地表示为 $T_c - T_h$，这种理想化的恒温情况可能会发生在一侧为单组分流体冷凝，另一侧为单组分流体蒸发的换热器中。然而，在大量的换热设备中，通常一侧是单组分流体的冷凝或蒸发，而另一侧是单相流体，在这种情况下，理想化的温度分布如图3.1b和图3.1c所示，此时平均温差就不再像恒温和变温的算术平均温度之差那么简单，正如我们将要讨论的那样，它更加复杂。事实上，当两种流体通过换热器时温度发生了改变（如图1.50,图1.52,图1.54,图1.56b,图1.57b,图1.60b,图1.63b和图1.64b所示），那么平均温差的确定就会变得复杂。本章的目的就是对换热器进行适当的传热分析，对平均温差和（或）性能进行评价，然后对设计方法进行概述，阐明设计问题。

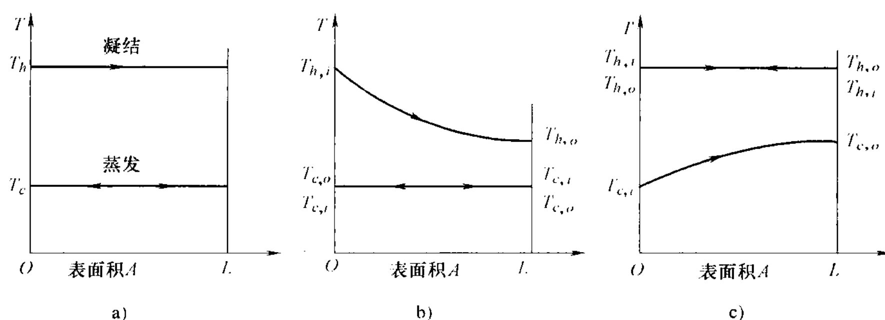


图3.1 一种或两种单组分相变流体的理想化温度分布

a）一种流体凝结，另一种流体蒸发 b）一种单相流冷却，另一种流体蒸发 c）一种流体凝结，另一种单相流加热

下面是本章的内容：3.1节介绍热、流体和电参数之间的类比；3.2节介绍换热器的参数和热回路；3.3节介绍 ε—NTU 法；3.4节总结各种流动布置方式下的 ε—NTU 确切关系式；3.5节介绍 P—NTU 法；3.6节总结各种流动布置方式下的 P—NTU 的关系式；3.7节介绍平均温差；3.8节介绍各种流动布置方式

下的平均温差修正系数 F；3.9 节论述应用 ε—NTU 和平均温差方法所得结果的一致性以及它们各自的局限性；3.10 节论述 Ψ—P 和 P_1—P_2 图表法，这个方法消除了 ε—NTU 和平均温差方法的一些局限性；3.11 节简述各种流动布置方式下用来获取 ε—NTU 或 P—NTU 公式的各种方法；3.12 节讨论换热器设计过程存在的7个参数，共21种可能的设计问题。

3.1　热学和电学的形式类似

在换热器的分析中，热传导和电传导之间形式上的类似非常有用，为了更好地理解这种类似性，让我们先看看它们的定义，热流 q 是由温度差 ΔT 引起的热能的传递；根据欧姆定律，电流 i 是由于电势差(电压)ΔE 引起的电能的传递。在这两种情况下，相应物体的流动速率被一个或多个串联或并联的可识别的阻力所阻碍。

热流(传热量)　　　　　　　　电流

$$q=\frac{\Delta T}{(UA)^{-1}}=\frac{\Delta T}{R^{\ominus}}\quad \Delta T=Rq\qquad i=\frac{\Delta E}{R}\quad \Delta E=Ri \tag{3.1}$$

根据这个观念，表3.1列出了各种参数之间的形式上的类似性，对这两种不同的物理过程，流、势能、阻力、传导率、容量和时间常数之间的关系是类似的，注意到这一点非常重要。从物理学的角度看，对于电流和热流，电能和热能的表达是类似的，然而从阻力回路的角度看它们却并不相似，因为如表3.1所示，它们的公式不同，而且，在这些类似性中没有相对于电感或“惯性”的热力学类似(在表3.1中没有示出)。注意在热量传递中所用的热容量或热能的存储容量在某些文献中被错误地称之为“热惯性”。

表3.1　热能和电能参数间的类似和非类似

电学		热学	
参数	单位	参数	单位
类似的			
流 i	安 A	q	W, Btu/hr
势能 E	伏 V	ΔT	℃(K), ℉(°R)
阻力 R	欧 Ω, V/A	$R=1/UA$	℃/W, ℉·h/Btu
传导率 G	西门子, S, A/V	UA	W/℃, Btu/(h·℉)
容量 C	法, F, A s/V	$\bar{C}$	W·s/℃, Btu/℉
时间常量 RC	s	$R\bar{C}$	sh

⊖ R 这里统一表示阻力。

（续）

电学		热学	
参数	单位	参数	单位
非类似			
功率 iE	W	q	W，Btu/h
能量 $\int_0^T iE\mathrm{d}\tau$	J，W·s	$\int_0^\tau q\mathrm{d}\tau$	J，Btu

因为我们对电路的符号体系已经比较熟悉，所以在描述换热器中热量传递过程的热流回路中借用这些符号将是很方便的，图 3.2 对其进行了概括。

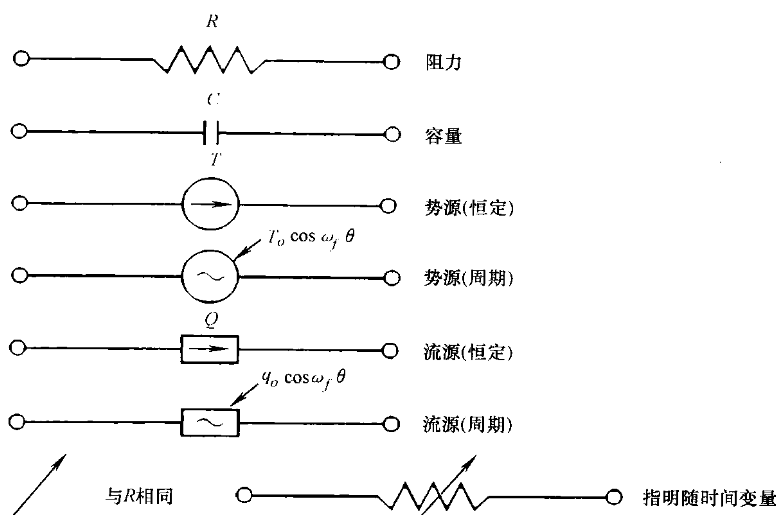


图 3.2　热力回路的符号体系

这种类似并没有如传热和电流之间的类似那样被很好的定义；再者，就流体流动而言，这些类似参数之间的关系对管内过渡流、湍流、或发展中的层流是非线性的。

3.2　换热器变量和热力回路

在这一节，我们从换热器设计理论的假定开始，来描述换热器传热分析中的基本问题，包括用于传热分析的微分方程式以及与换热器设计和分析问题有关的自变量和因变量，接下来介绍一些重要的量纲参数的基本定义和重要术语，最后，介绍热力回路、UA 和壁温的表达式。

3.2.1 传热分析的假设

为了分析换热器的热传递问题，引入了一系列的假设，从而简化理论模型以便于分析。为了得到换热器热传递问题的表达式：能量平衡方程、传热方程、边界条件和附加关系式(见微分或积分式3.2、式3.4到式3.6)，我们作出以下假设和简化[⊖]：

1）换热器在稳态下运行[即流量恒定,流体温度(入口处和换热器内)与时间无关]。

2）不考虑与周围环境的热交换(即换热器外壁是绝热的)。

3）换热壁和液体内无热源和热沉，如电加热、化学反应或核反应。

4）在逆流和顺流换热器的每个截面上各流体的温度是均匀的(即横向混合完全,在垂直于流体流动方向上不存在温度梯度)。从温度分布的角度来看，在单流程交叉流换热器中各流体在每个横截面上可认为是混合的或未混合的，这取决于具体说明；对多流程的换热器，根据流程的基本流动布置方式，以上所述适用于每个流程；流体在流程之间可被认为是混合的或未混合的，这取决于具体说明。

5）管壁的热阻在整个换热器中是均匀分布。

6）当流体流过换热器时要么就是没有相变(凝结或蒸发)，要么相变发生在以下条件下：和单组分流体在恒压下发生相变一样，相变发生在恒温条件下，这种情况下，相变流体的有效比热容 $c_{p,\mathrm{eff}}$ 趋于无穷大，即 $C_{\max}=\dot{m}c_{p,\mathrm{eff}}\rightarrow\infty$，这里 $\dot{m}$ 是流体的质量流率。

7）流体和换热壁中的纵向导热可以忽略。

8）在整个换热器中单个或总传热系数是恒定的(与温度、时间和位置无关)，包括假设6)中有相变的流体。

9）通过换热器的每种流体的比热容是恒定的，因此每一侧的热容可视为是恒定的。注意，流体的其他特性虽然没有被包含在能量平衡和传热量方程中，但是却隐含于 *NTU* 中，因此也被认为是恒定的。

10）对于带扩展面的换热器，扩展面的面积的总效率 η_o 视为均匀和恒定的。

11）在单流程和多流程换热器中，换热面 A 均匀分配于两流体的每一侧。对多流程的换热器，在每一流程上，换热面积均匀地分布，尽管不同的流程可以有不同的换热面积。

12）对于带折流板的 1-*n* 型管壳式换热器，壳侧流体在每个折流板间的温升

⊖ 基于这些假设，描述换热器数学模型的一套完整的微分方程和边界条件在11.2节中给出。

(或温降)相对于总体温升(或温降)是很小的，因而在任一横截面上壳侧流体可视为是混合流体，这意味着，折流板的数目要足够多。

13) 在每一侧流体的入口处，在整个流体的横截面上，流体的速度和温度是均匀的，在入口处流体不存在分配不均的问题。

14) 在换热器的每侧流体的每一流程中，流体数量是均匀分配的，即在换热器内部不存在流程间分布不匀或由粘性造成的分布不均。另外，在任何流体中不存在分层、旁路或泄漏现象，流动状态可用任一横截面上的平均速度作为特征值。

在稳态换热器的理论分析中，假定1)~5)是必需的。如果对环境的热损失很少，在分析中可用热流体的有效热容 C_{eff} 来代替实际的 C(等于 $\dot{m}c_p$)作为近似计算，C_{eff} 是基于从热流体到冷流体的实际传热量来决定。假设6)从本质上限定了分析是针对双侧均为单相流或一侧的热阻占主导地位的情况，对于两侧均为两相流的情况，上述的许多假设不再成立，因为在相变过程中的相与相之间的质量传递导致了各相的特性和流量的变化，而且传热系数也可能变化很大，因此，从3.3节到3.11节所介绍的 ε—NTU 和其他方法对于两相流换热器不适用。假设7)~12)与第4章的内容有关，而假设13)和假设14)在第12章中论述。

对某一特定换热器，如果上述任何一个假设无效，而且在讨论放宽这些假设的章节中也没有提供满意的解决方案，建议直接采用式(3.3)和式(3.4)或与模型相关的一系列公式进行计算。在这种情况下，通过对这些微分方程式进行修正，使其包含某个特殊的影响，然后在换热器很小的区域上对这些方程进行数值积分，这些区域要足够小，使得所有的假定在这些小区域内能够有效，参考4.2.3.2节的例子。

从3.3节到3.11节，我们在上述14个假设有效的基础，介绍进行换热器分析的 ε—NTU，P—NTU，平均温差，ψ—P 和 P_1—P_2 方法。基于上述假设的相应模型的建立，我们将在11.2节中进行详细讨论。

3.2.2 问题陈述

进行换热器传热分析的目标是建立热流量 q、换热面积 A、每种流体的热容 C、总的传热系数 U 和流体终端温度之间的关系。为此，要用到两个基本的关系式：①基于热力学第一定律的能量平衡方程；②热传递的传热量方程，如式(2.1)和式(2.2)所示。

为了获得与双流体换热器热力性能有关的变量，考察一个如图3.3所示的双流体换热器(以逆流换热器为例)。对于不同的换热器流动布置方式，图3.3的示意图和平衡方程可能会有所不同，但模型的基本概念是相同的。下面的分析是为了介绍一些在换热器分析中起重要作用的变量，对一般热力学问题推导过程的

详细步骤在第11章给出。

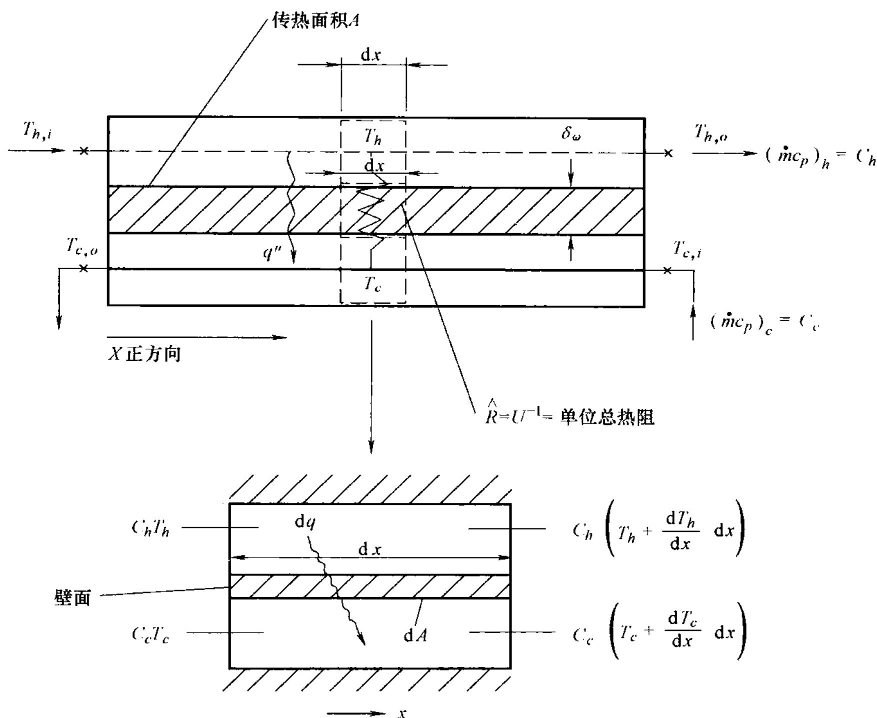


图3.3 换热器变量的符号(摘自Shah,1983)

对于稳态流，整体绝热系统，忽略势能和动能变化，在与面积微分单元dA相应的控制容积内，两个能量守恒(平衡)微分方程(基于热力学第一定律的能量平衡)可以联立。

$$dq = q''dA = -C_h dT_h = -C_c dT_c \tag{3.2}$$

方程中负号是因为随着A增加，T_h和T_c降低的结果(这些温度随着流动长度的增加而降低,如图1.5所示)[⊖]；另外，dq是从热流体到冷流体的热流密度，$C = \dot{m}c_p$流体的热容量，$\dot{m}$是流体的质量流量，c_p是流体的质量定压热容，T是流体的温度，下标h和c分别表示热流体和冷流体。热容量C[单位为J/(s·℃)(Btu/(h·℉))]是流体每秒钟(小时)改变1℃(℉)所需要增加或减少的热量J(Btu)。对c_p恒定的情况，在能量平衡方程式(3.2)中出现的是乘积$\dot{m}c_p = C$，因此在换热器分析过程中，常采用C，而不采用两个独立的参数$\dot{m}$和c_p。

⊖ 式(3.2)中采用的符号使得沿每一个单元传热量为正值，应该仅仅把此视为一种形式(即,不必与热力学对热量的约定一致)。

一般来说，对任何等压状态变化，式(3.2)可写为

$$dq = -\dot{m}_h dh_h = -\dot{m}_c dh_c \tag{3.3}$$

这里 h 指流体的比焓，单位为 J/kg(Btu/lbm)。如果状态的改变是相变，焓差应该用相变的焓来代替(无论是蒸发焓还是凝结焓)。然而，对单组分流体的凝结和蒸发，c_p 可视为无穷大。这样，相变流可当做 $\Delta T = q/C$ 或 $dT = dq/C$，而 C 等于无限大(对有限大 q 或 dq)的单相流来处理，因为对流体的等温凝结和蒸发(图 3.1)，$\Delta T = 0$ 或 $dT = 0$。注意这里的 $\Delta T = T_{h,i} - T_{h,o}$ 或 $T_{c,o} - T_{c,i}$，根据具体的情况而定。

基于图 3.3 所示的表面面积 dA，总的传热微分方程为

$$dq = U(T_h - T_c)_{\text{local}} dA = U\Delta T dA \tag{3.4}$$

这里 U 是在式(3.20)中所定义的局部传热系数[⊖]。因此对于微元 dA，热传递的驱动势能是局部温差 $(T_h - T_c) = \Delta T$，热导是 UdA。

对给定的入口温度，在整个换热器换热面上对式(3.2)和式(3.4)共同积分将得到一个把所有重要运行变量和换热器几何参数联系在一起的表达式。3.3 节中给出了针对逆流换热器的该表达式的推导，同时将许多工业上采用的重要的换热器流动布置方式的表达式也在 3.3 节一并给出；式(3.2)和式(3.4)的积分和推导所用到的共同假设将在 3.2.1 节中讲到。

两个基本方程式——能量守恒(平衡)方程式和传热方程式也可以以整个换热器作为一个整体写成以下形式(在上面所提到的理想状况下)。

$$q = \int C dT = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{3.5}$$

$$q = \int U\Delta T dA = U_m A \Delta T_m \tag{3.6}$$

这里下标 i 和 o 分别表示入口和出口；$T_{h,o}$ 和 $T_{c,o}$ 表示出口温度，对于横截面上温度分布非均匀的情况，它们是由式(7.10)定义的整体温度；U_m 和 ΔT_m 分别表示换热器总的平均传热系数和平均传热温差，其定义随后给出。

由式(3.5)、式(3.6)和图 3.3 可知，稳态的完全绝热的换热器的行为可以用流体的出口温度或传热量作为四个运行状态变量和三个设计控制参数的函数来表达。

$$\underbrace{T_{h,o},\ T_{c,o} \text{或}\ q}_{\text{因变量}} = \underbrace{\phi(\underbrace{T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c}_{\text{运行条件变量}}; \underbrace{U, A, \text{流动布置方式}}_{\text{设计控制参数}})}_{\text{自变量(参数)}} \tag{3.7}$$

⊖ 注意：虽然总的传热系数 U 可以理想化为恒定的[见 3.2.1 节假设 8)]，但是在换热器中它可能变化非常大，在这种情况下，采用由局部的 U 值(见 4.2.3 节)获得的平均总传热系数 U_m。即使在本章中 $U = U_m$ = 常数，我们在 3.2.3 和 3.2.4 节里仍要分清 U 和 U_m 以强调如何利用 U 和 U_m 来发展理论。

对一个给定了流动布置方式的换热器，这个方程代表了6个自变量和1个或更多个因变量。当然，式(3.7)中的每个自变量也可当做因变量(如果未知)；在这种情况下，式(3.7)中的3个因变量中的一个将作为自变量(参数)，因此换热器设计中最普遍的问题就是当这套变量中其他的变量已知时求出未知的两个变量。

在换热器的分析中，要理解并处理式(3.7)中所列的这么多的变量和参数是困难的。从量纲分析的角度来看，式(3.7)中6个自变量和一个或更多个的因变量可以表达成三个量纲为一量。量纲为一变量个数的减少大大简化了分析过程，使其更容易理解，并且其结果可以采用更为紧凑的图表形式表达，这些量纲为一量的特定形式在一定程度上是可以选择的。

共有五种方案可供选择，这取决于所用的传热分析方法：传热有效单元数法(ε—NTU 或 P—NTU)，平均温差法，无因次平均温差-温度效率法(Ψ—P)和 P_1—P_2 法，所有这些方法将在3.3节到3.10节进行讨论。

3.2.3　基本定义

先来介绍换热器总平均传热系数和平均温差的定义。

把传热方程式(3.4)重新整理，写成积分形式为

$$\int_q \frac{\mathrm{d}q}{\Delta T} = \int_A U\mathrm{d}A \tag{3.8}$$

现在我们用式(3.8)的各项来定义平均温差和总平均传热系数。

$$\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{1}{q}\int_q \frac{\mathrm{d}q}{\Delta T} \tag{3.9}$$

$$U_m = \frac{1}{A}\int_A U\mathrm{d}A \tag{3.10}$$

把式(3.9)和式(3.10)代入式(3.8)中，整理后得到下式。

$$q = U_m A \Delta T_m \tag{3.11}$$

这里 U_m 是平均总传热系数，ΔT_m 是真实(有效)平均温差，也称之为传热的平均驱动势能或驱动力。

一般来讲，在换热器分析中，总的传热系数被认为是恒定的，它直接用 U 表示，没有任何的上下标，除了4.2节，全书都是如此。在4.2节中介绍了平均总传热系数的各种不同的定义。这样，总的传热方程式(3.6)可以简单地表示为

$$q = UA\Delta T_m \tag{3.12}$$

注意到如果 U 被认为是恒定的，积分式(3.4)可得到

$$\Delta T_m = \frac{1}{A}\int_A \Delta T\mathrm{d}A \tag{3.13}$$

换热器中常用的其他重要概念有入口温差，温度变化范围，温度接近度，温

压，温度间隔，温度交汇，温度交叉，这些将在下面讨论并总结在表3.2里。

表3.2 入口温差、温度变化范围、温度接近度、温压、温度交汇、温度交叉的表达式

项　　目	表 达 式
入口温差或温度头	$T_{h,i}-T_{c,i}$
热流体的温度变化范围	$T_{h,i}-T_{h,o}$
冷流体的温度变化范围	$T_{c,o}-T_{c,i}$
逆流换热器的温度接近度	$\min\|(T_{h,i}-T_{c,o}),(T_{h,o}-T_{c,i})\|$
所有换热器的温度接近度	$T_{h,o}-T_{c,o}$
换热器的局部最小温差	当$(T_h-T_c)\ll(T_{h,i}-T_{c,o})$或$(T_{h,o}-T_{c,i})$时，$T_h-T_c$
温度差距	当$T_{h,o}>T_{c,o}$时，$T_{h,o}-T_{c,o}$
逆流单流程换热器的温度交汇	$T_{h,i}=T_{c,o}$或$T_{h,o}=T_{c,i}$
所有单流程换热器的温度交汇	$T_{h,o}=T_{c,o}$
单流程的温度交叉	当$T_{c,o}>T_{h,o}$时，$T_{c,o}-T_{h,o}$
多流程的温度交叉	当$T_c>T_h$时，T_c-T_h(在一个流程中)

入口温差是冷、热流体入口温度的差值，本书中以ΔT_{max}来表示。在换热器中$\Delta T_{max}=T_{h,i}-T_{c,i}$，有时也被称作温度跨距或温度头。

流体的温度变化范围是指在换热器中它的实际温升或温降ΔT，换热器中热、冷流体的温度变化范围分别为$\Delta T_h=T_{h,i}-T_{h,o}$和$\Delta T_c=T_{c,o}-T_{c,i}$。

单相流换热器的温度接近度定义为出口流体的温度差$(T_{h,o}-T_{c,o})$，它适用于除逆流外的所有的单流程和多流程换热器；对于逆流，它被定义为$(T_{h,i}-T_{c,o})$和$(T_{h,o}-T_{c,i})$中的较小者。对于多组分的多相流，温度接近度定义为热流体和冷流体间局部温差的最小值，它可以发生在换热器的任何地方，这取决于流动布置方式和热负荷等。对于单相换热器，温度接近度与后面的式(3.44)所定义的换热器有效度ε相关，如下所述。

$$\text{温度接近度}=\begin{cases}(1-\varepsilon)\Delta T_{max}, & \text{对逆流换热器}\\ [1-(1+C^*)\varepsilon]\Delta T_{max}=(T_{h,o}-T_{c,o}), & \text{对其他换热器}\end{cases}\tag{3.14}$$

这里$\Delta T_{max}=T_{h,i}-T_{c,i}$，$C^*=C_{min}/C_{max}$。对一些管壳式多流程两相流换热器，很难甚至不可能确定温度接近度的大小。在这种情况下，虽然上述定义有效，却不再有用。

最小温差指换热器(或换热器阵列)内的一个局部温差，它比两个端部温差都要小，是换热器内最小的温差，极限时它可以接近零，即下面所定义的温度交汇。最小温差常发生在两相多组分流换热器内。实际上，对单流程的换热器，当最小温差接近零时要求有很大的换热面积，因此，对于尺寸大小有限的换热器，超过最小温差点后，换热器将不再有效(即传热效果比合理的情况大为下降)。然而，对于多流程换热器，最小温差可能发生在一个流程中，在这种情况下，超过最小温差点以后的流程的运行效果将大为下降。

温度差距是指，当 $T_{h,o} > T_{c,o}$时，出口处热、冷流体的温差。

温度交汇指当最小温差为零或在换热器内的某个局部区域或出口处冷、热流体温度相等。这是一种理想化状态，在单流程换热器中不可能出现，但在多流程换热器的某一流程中可能发生。

温度交叉指在换热器内冷流体的温度等于或高于热流体温度的情况。外部温度交叉指冷流体的出口温度 $T_{c,o}$大于热流体出口温度 $T_{h,o}$的情况，在换热器内冷、热流体的温度分布并没有实际的交叉，这在逆流换热器(图 1.50a)或其他高 *NTU*(见 3.3.3*NTU* 的定义)的单流程和多流程换热器中比较普遍，外部温度交叉的大小为 $T_{c,o} - T_{h,o}$。内部温度交叉指换热器内部某个局部区域上 T_c 变得等于 T_h(一个流程或换热器的一个区域内)，沿流程过了该点，在该流程或区域 $T_c > T_h$，结果，出现反向传热(原先的冷流体传热给原先的热流体)。不论是否出现内部温度交叉，外部温度交叉均有可能出现；同样，不论是否出现外部温度交叉，内部温度交叉也均有可能出现(见 11.4.1 节)。

3.2.4　热力回路和 *UA*

为了理解换热器总的传热方程[等式(3.12)]，考虑图 3.4 所示的热力回路

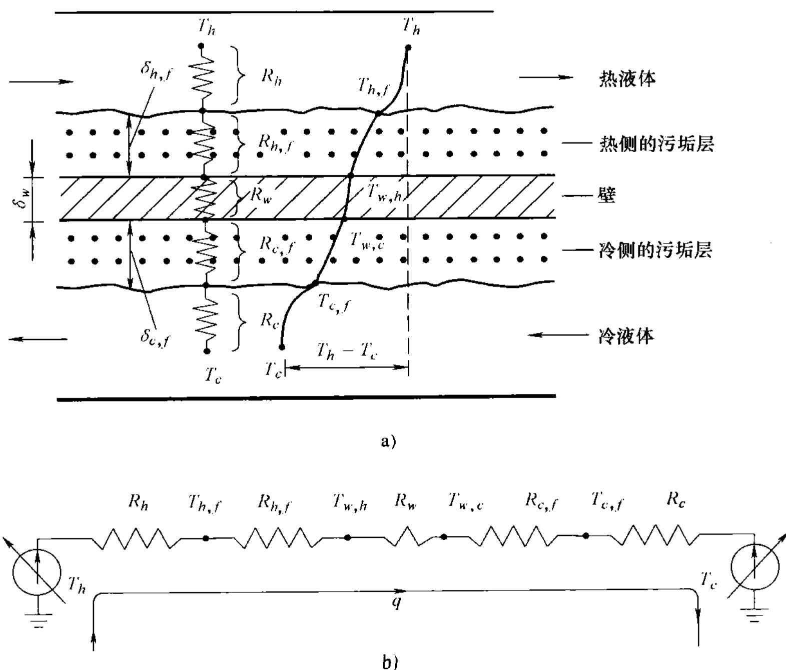


图 3.4　热力回路模型(摘自 Shah,1983)

a) 热阻　b) 换热器中的热力回路

模型，水垢或污垢也在换热壁的每一流体侧。

在稳定状态下，热量按以下的过程从热流体传到冷流体：通过对流换热传给换热壁面，壁面导热，然后再通过对流传给冷流体。在多数换热器中，污垢层是水垢或生锈、流体中的沉淀、流体和壁间的化学反应产物和(或)微生物生长长期积累的结果。令人讨厌的污垢层的热导率往往很低，会增大热量从热流体传递到冷流体时的热阻。在每一流体侧通过污垢层增加的热阻用污垢因子($r_f = 1/h_f$)[⊖]来考虑，下标f指污垢(或水垢)，如图3.4所示，因此在任一截面dx处(具有传热面积dA_h, dA_c等)，单位面积传热量可用对流和导热方程表示如下。

$$dq = \frac{T_h - T_{h,f}}{dR_h} = \frac{T_{h,f} - T_{w,h}}{dR_{h,f}} = \frac{T_{w,h} - T_{w,c}}{dR_w} = \frac{T_{w,c} - T_{c,f}}{dR_{c,f}} = \frac{T_{c,f} - T_c}{dR_c} \tag{3.15}$$

或

$$dq = \frac{T_h - T_c}{dR_o} = U dA (T_h - T_c) \tag{3.16}$$

这里总微分热阻dR_o包括一系列分热阻(对于换热器而言,类似于换热器图3.4b所示)，即

$$\frac{1}{UdA} = dR_o = dR_h + dR_{h,f} + dR_w + dR_{c,f} + dR_c \tag{3.17}$$

或

$$\frac{1}{UdA} = \frac{1}{(\eta_o h dA)_h} + \frac{1}{(\eta_o h_f dA)_h} + dR_w + \frac{1}{(\eta_o h_f dA)_c} + \frac{1}{(\eta_o h dA)_c} \tag{3.18}$$

方程中各种符号将在式(3.24)以后定义。如果我们假设传热面积在每个流体侧是均匀分布的[见3.2.1节的假设11]，每一流体侧微元面积对每一侧换热总面积的比率是相同的，即

$$\frac{dA}{A} = \frac{dA_h}{A_h} = \frac{dA_c}{A_c} = \frac{dA_w}{A_w} \tag{3.19}$$

用式(3.19)的相应量代替式(3.18)中的微元面积，我们得到

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{1}{(\eta_o h_f A)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o h_f A)_c} + \frac{1}{(\eta_o hA)_c} \tag{3.20}$$

需要强调的是，这个方程中U和所有h均视为局部值。利用总的传热方程式[式(3.6)]，总的传热量可写为

$$q = U_m A \Delta T_m = U_m A (T_{h,e} - T_{c,e}) = \frac{1}{R_o}(T_{h,e} - T_{c,e}) \tag{3.21}$$

⊖ 我们也把污垢因子称之为单位污垢热阻或简称污垢热阻 $r_f = \hat{R}_f = 1/h_f = \delta_f/k_f$，这里$\delta_f$是污垢层的厚度，$k_f$是污垢的热导率。有关污垢热阻概念的更详细的介绍见13.1节。

对于整个换热器，式(3.15)相应的表达式为

$$q=\frac{T_{h,e}-T_{h,f}}{R_h}=\frac{T_{h,f}-T_{w,h}}{R_{h,f}}=\frac{T_{w,h}-T_{w,c}}{R_w}=\frac{T_{w,c}-T_{c,f}}{R_{c,f}}=\frac{T_{c,f}-T_{c,e}}{R_c} \tag{3.22}$$

这里下标 e 表示换热器的有效值，有 $(T_{h,e}-T_{c,e})=\Delta T_m$。为了使计算更加精确，式(3.22)中的每个温度也都应是各自流体的平均值或有效值，只是为简便起见，下标并没有标上。在式(3.21)中，总热阻 R_o 包括一系列如图 3.4b 所示的分热阻。

$$\frac{1}{U_mA}=R_o=R_h+R_{h,f}+R_w+R_{c,f}+R_c \tag{3.23}$$

$$\frac{1}{U_mA}=\frac{1}{(\eta_oh_mA)_h}+\frac{1}{(\eta_oh_{m,f}A)_h}+R_w+\frac{1}{(\eta_oh_{m,f}A)_c}+\frac{1}{(\eta_oh_mA)_c} \tag{3.24}$$

对于在整个换热器上 U 和所有 h 恒定且均匀的情况，式(3.24)和式(3.20)是完全相同的，在这种情况下，$U_m=U$，除了在 4.2 节，我们在全书中都使用 U。根据是局部值还是平均值，在式(3.20)和式(3.24)中我们定义：

R_h = 热流侧对流热阻 $=\dfrac{1}{(\eta_ohA)_h}$ 或 $\dfrac{1}{(\eta_oh_mA)_h}$

$R_{h,f}$ = 热流侧污垢热阻 $=\dfrac{1}{(\eta_oh_fA)_h}$ 或 $\dfrac{1}{(\eta_oh_{m,f}A)_h}$

R_w = 由式(3.25)和式(3.26)所表达的换热壁热阻。

$R_{c,f}$ = 冷流侧污垢热阻 $=\dfrac{1}{(\eta_oh_fA)_c}$ 或 $\dfrac{1}{(\eta_oh_{m,f}A)_c}$

R_c = 冷流侧对流热阻 $=\dfrac{1}{(\eta_ohA)_c}$ 或 $\dfrac{1}{(\eta_oh_mA)_c}$

按照以前的定义，h 指传热系数，在 7.1.4.3 节将详细讨论；h_f 指污垢系数(污垢因子的倒数)，在 13 章讨论；A 代表一次传热面积和二次传热面积(翅片面积)的总和；η_o 是在 4.3.4 节所定义的扩展面(翅片)的扩展面效率。在文献中 $1/(\eta_oh)_f=R_fA=\hat{R}_f$ 指单位污垢热阻。注意在图 3.4 中没有显示翅片，为了适应更普遍的情况，前面提到的各个热阻也包含了 η_o。对于只有一次传热面积的换热器(即没有翅片或扩展表面)，$\eta_{o,h}$ 和 $\eta_{o,c}$ 均为 1。

对于平壁的热阻 R_w，由下式给出。

$$R_w=\begin{cases}\dfrac{\delta_w}{k_wA_w}, & \text{单层平壁}\\[2ex] \displaystyle\sum_j\left(\frac{\delta_w}{k_wA_w}\right)_j, & \text{多层平壁}\end{cases} \tag{3.25}$$

对于圆柱(管状)壁，由下式给出。

$$R_w = \begin{cases} \dfrac{\ln\left(\dfrac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_w L N_t}, & N_t \text{ 个单层壁的圆管} \\ \dfrac{1}{2\pi L N_t}\sum_j \dfrac{\ln\left(\dfrac{d_{j+1}}{d_j}\right)}{k_{w,j}}, & N_t \text{ 个多层壁的圆管} \end{cases} \tag{3.26}$$

这里 δ_w 是平壁的厚度，A_w 是所有导热平壁的总面积，k_w 是壁面材料的热导率，d_o 和 d_i 是管的外直径和内直径，L 是管或换热器长，N_t 为管数。平壁通常指一个板翅式或只有一次表面的板式换热器，在这种情况下有

$$A_w = L_1 L_2 N_p \tag{3.27}$$

这里，L_1，L_2 和 N_p 分别为长度，宽度和隔板的数目，壁厚 δ_w 是热传导的长度。

在冷流体或热流体侧，若存在翅片与管或平板间的接触热阻，在式(3.23)或式(3.24)的右边将包含一个附加的热阻。对于热管换热器，热管的附加热阻需要计入式(3.23)或式(3.24)右边等式中，这些热阻包括热管蒸发端的蒸发阻力，热管内部的蒸汽粘性流动阻力(很小)，热管冷凝端的内部毛细阻力和冷凝端的凝结热阻。

如果在式(3.23)或式(3.24)的右边的某个热阻远远大于其他热阻，则被称为控制热阻。如果它的值大于总热阻的80%时，就可以认为是起决定作用。例如，如果冷侧是气体(空气)，而热侧是凝结蒸汽，气体侧的热阻将很大(因为空气的 h 相对于凝结蒸汽是很低的)，所以将被认为是换热器的控制热阻。然而，对于水—水换热器，如果两侧水流速度基本相同，那么也许就没有能起主导作用的热阻。

换热器中，通过使热侧和冷侧热阻大体相等(换热壁和污垢热阻被忽略或很低)可使得总热阻最低。因此，对于低的 h 常通过大的面积 A 来补偿，使 $(\eta_o hA)_h \approx (\eta_o hA)_c$。这就是为什么当液体侧的传热系数 h 是气体侧的 5 ~ 10 倍时，气体侧的面积是液体侧的 5 ~ 10 倍的原因。这就可以解释为什么在气—液式或气—相变式换热器中气侧要安装翅片。

在式(3.24)或式(3.12)中，总传热系数 U 可以按照热表面、冷表面或导热壁的面积来定义。

$$UA = U_h A_h = U_c A_c = U_w A_w \tag{3.28}$$

因此在指定积 UA 时，我们无需明确说明 A。然而，在利用积 UA 计算 U 时，则必须指明是选择 A_h、A_c 还是 A_w，因为如果 $A_h \neq A_c$ 则 $U_h \neq U_c$。应当说明，$R_o = 1/UA$ 的值将总是大于式(3.23)中最大的分热阻。UA 被视为总的热导。

如果单位表面积上总传热方程为

$$\frac{q}{A}=q''=U\Delta T_m \tag{3.29}$$

则单位总传热热阻为 $\hat{R}_o=1/U$。在这种情况下，每一个分热阻也是基于单位面积。根据面积为 A_h 或 A_c 明确地表示如下。

$$\begin{aligned}\frac{1}{U_h}&=\frac{1}{(\eta_o h)_h}+\frac{1}{(\eta_o h_f)_h}+R_wA_h+\frac{\frac{A_h}{A_c}}{(\eta_o h_f)_c}+\frac{\frac{A_h}{A_c}}{(\eta_o h)_c}\\&=\hat{R}_h+\frac{1}{\eta_{o,h}}\hat{R}_{h,f}+\hat{R}_w\frac{A_h}{A_w}+\frac{1}{\eta_{o,c}}\hat{R}_{c,f}\frac{A_h}{A_c}+\hat{R}_c\frac{A_h}{A_c}\end{aligned} \tag{3.30a}$$

$$\begin{aligned}\frac{1}{U_c}&=\frac{\frac{A_c}{A_h}}{(\eta_o h)_h}+\frac{\frac{A_c}{A_h}}{(\eta_o h_f)_h}+R_wA_c+\frac{1}{(\eta_o h_f)_c}+\frac{1}{(\eta_o h)_c}\\&=\hat{R}_h\frac{A_c}{A_h}+\frac{1}{\eta_{o,h}}\hat{R}_{h,f}\frac{A_c}{A_h}+\hat{R}_w\frac{A_c}{A_w}+\frac{1}{\eta_{o,c}}\hat{R}_{c,f}+\hat{R}_c\end{aligned} \tag{3.30b}$$

这里 $1/U_h$ 是基于热流侧表面积的单位总热阻，$1/U_c$ 的定义与之类似。另外，$\hat{R}_j=1/(\eta_o h)_j$ 指热流体或冷流体的单位热阻，其中，$j=h$ 或 c。$\hat{R}_f=1/h_f$ 是单位污垢热阻，$\hat{R}_w=\delta_w/\dot{k}_w$ 是单位壁面热阻；对于一个光管换热器，$\eta_o=1$，根据式(3.30)，带入由式(3.26)获得的 R_w 后，可以得到基于外表面积的 U_o 表达式为

$$\frac{1}{U_o}=\frac{1}{h_o}+\frac{1}{h_{o,f}}+\frac{d_o\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w}+\frac{d_o}{h_{i,f}d_i}+\frac{d_o}{h_id_i} \tag{3.31a}$$

$$\frac{1}{U_i}=\frac{d_i}{h_od_o}+\frac{d_i}{h_{o,f}d_o}+\frac{d_i\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w}+\frac{1}{h_{i,f}}+\frac{1}{h_i} \tag{3.31b}$$

这里下标 o 和 i 分别表示管外和管内；$1/U_o$ 和 $1/U_i$ 分别表示基于管外或管内表面积的单位总热阻。

了解换热器壁面温度对于确定局部热点、冻点、热应力、局部污垢特征和沸腾或冷凝系数是很重要的，在这种情况下，$T_{w,h}$ 和 $T_{w,c}$ 可以利用将式(3.22)应用于局部的方法计算出来。

$$\frac{T_h-T_{w,h}}{R_h+R_{h,f}}=\frac{T_{w,c}-T_c}{R_c+R_{c,f}} \tag{3.32}$$

根据图3.4中的热力回路，当 R_w 可以忽略时，$T_{w,h}=T_{w,c}=T_w$，式(3.32)简化为

$$T_w = \frac{T_h + \dfrac{\dfrac{R_h + R_{h,f}}{R_c + R_{c,f}}}{T_c}}{1 + \dfrac{R_h + R_{h,f}}{R_c + R_{c,f}}} \tag{3.33}$$

当两侧无污垢时($R_{h,f} = R_{c,f} = 0$)，上式可以进一步简化为

$$T_w = \frac{\dfrac{T_h}{R_h} + \dfrac{T_c}{R_c}}{\dfrac{1}{R_h} + \dfrac{1}{R_c}} = \frac{(\eta_o hA)_h T_h + (\eta_o hA)_c T_c}{(\eta_o hA)_h + (\eta_o hA)_c} \tag{3.34}$$

如果在相应的流体侧，所有的温度都采用平均或有效值，则式(3.32)～式(3.34)对整个换热器也是有效的。

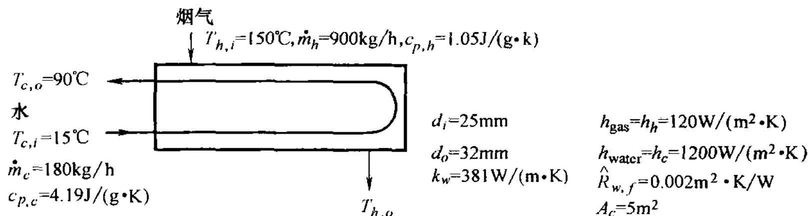
例3.1 在一管壳式给水加热器中，15℃的冷水被150℃的烟气加热到90℃，其中冷水的流量为180kg/h，而烟气的流量为900kg/h，水在铜管($d_i = 25$mm，$d_o = 32$mm)内流动，水的热导率 $k_w = 381$W/(m·K)，气侧和水侧的传热系数分别为120W/(m²·K)和1200W/(m²·K)，水侧的污垢系数为0.002(m²·K)/W。求烟气的出口温度，基于外管直径的总传热系数和换热器的真实平均温差。已知烟气和水的比热容分别为1.05J/(g·K)和4.19J/(g·K)，管外总表面积为5m^2，管内外均无肋片，气侧无污垢。

求解：

问题数据和简述：对于一个已知管内外直径的管壳式换热器，给出了各流体的流量和入口温度及冷流体出口温度(图例3.1)，同时，给出了管子的热导率和冷流体侧的热阻，管的两侧都没有翅片。

确定：热流体出口温度 $T_{h,o}$，总传热系数 U 和真实平均温差 ΔT_m。

假设：3.2.1节的假设有效，忽略热流体侧的热阻。



图例3.1 管壳式换热器示意图

分析：要求的传热量可以从冷流体的总能量平衡得到[式(3.5)]。

$$q = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) = (\dot{m}c_p)_c(T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$= \frac{180\text{kg/h}}{3600\text{s/h}}[4.19\text{J/(g·K)}](1000\text{g/kg})(90-15)℃ = 15713\text{W}$$

将式(3.5)应用于热流体侧可求出烟气的出口温度：

$$T_{h,o}=T_{h,j}-\frac{q}{(\dot{m}c_p)_h}$$

由于

$$\dot{m}_h=\frac{900\text{kg/h}}{3600\text{s/h}}=0.25\text{kg/s}$$

$$c_{p,h}=[1.05\text{J/(g}\cdot\text{K)}]\cdot(1000\text{g/kg})=1050\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$$

我们得到 $T_{h,o}=90.1℃$

因为 U 是基于 $A=A_h=\pi d_oLN_t$，而热流体侧的污垢系数($1/h_f$)为零，用 h 和 c 来代替 U 和 h 的下标 o 和 i，那么式(3.31)可简化为

$$\begin{aligned}\hat{R}&=\frac{1}{U_h}=\frac{1}{h_h}+\frac{1}{h_{h,f}}+\frac{d_o\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w}+\frac{d_o}{h_{c,f}d_i}+\frac{d_o}{h_cd_i}\\&=\frac{1}{120\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}+\frac{0.032\text{m}[\ln(32\text{mm}/25\text{mm})]}{2\times381\text{W/(m}\cdot\text{K)}}+\frac{0.002\text{m}^2\cdot\text{K/W}\times0.032\text{m}}{0.025\text{m}}+\\&\quad\frac{0.032\text{m}}{120\text{W/m}^2\cdot\text{K}\times0.025\text{m}}\\&=(0.00833+0.00001+0.00256+0.00107)\text{m}^2\cdot\text{K/W}=0.01197\text{m}^2\cdot\text{K/W}\\&\quad(69.6\%)\quad(0.1\%)\quad(21.4\%)\quad(8.9\%)\end{aligned}$$

因此

$$U_h=83.54\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

注意该给水加热器控制热阻为69.6%(0.00833/0.01197)，位于烟气侧的。现在从式(3.12)可得到平均温差为

$$\Delta T_m=\frac{q}{U_hA_h}=\frac{15713\text{W}}{83.54\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}\times5\text{m}^2}=37.6℃$$

讨论和注释：因为冷流体侧的传热系数大于热流体侧，且冷、热流体侧的换热面积基本相同，因此热流体侧成为控制热阻侧。这可从热流体侧的热阻是单位总热阻的69.6%中看出来。铜制管壁的热阻很小，是很好的导热体。注意到水侧的污垢热阻大约占总热阻的五分之一，因此使表面积增加了大约21%。如果水侧没有污垢热阻，那么换热面积可以减少大约五分之一。因此，如果要对这个换热器进行一个重要的改进以减少换热面积，那么最好的方法就是在气侧安装翅片(即在换热器中使用低翅片管)。

3.3 ε—NTU 法

在 ε—NTU 方法中，换热器中热流体传给冷流体的换热量表达为

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = \varepsilon C_{\min}\Delta T_{\max} \tag{3.35}$$

这里 ε 指换热器的有效度[㊀]，在有些文献中也被称为热效率，$C_{\min}$是 C_h 和 C_c 之中的较小者，$\Delta T_{\max} = (T_{h,j} - T_{c,i})$是流体的入口温差。换热器的有效度 ε 是量纲为一量，可以看出它通常取决于传热单元数 NTU，热容量比 C^* 和直接传热型换热器的流动布置方式。

$$\varepsilon = \phi(NTU, C^*, \text{流动布置方式}) \tag{3.36}$$

这里函数 ϕ 取决于流动布置方式。下面首先定义三个量纲为一量 ε，NTU，C^*，然后介绍它们之间的关系。

3.3.1 换热器有效度 ε

换热器有效度 ε 是换热器热性能的度量，对给定流动布置方式的换热器，它定义为从热流体到冷流体的实际换热量 q 与热力学允许的最大可能换热量 $q_{\max}$ 之比。

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \tag{3.37}$$

在这里问题被理想化了，不存在一种流体到另一个流体的泄漏，反之亦然。如果换热器中有流体的泄漏，q 代表了流体在出口处(非入口处)所对应的实际流量下的总熵增(或熵减)。怎样求出 q_{max}呢？它是在一个具有无限大换热面积，换热壁纵向导热是零，流体之间没有泄漏，并且流量和入口温度与实际换热器相同的“理想”的逆流换热器中得到的；而且理想换热器还包含了 3.2.1 节的假设 8)~11)，13)和 14)。这个理想换热器是衡量实际换热器运行的理想程度的度量(或准绳)。ε 的取值范围为 0~1，因此，ε 像是一个效率系数，且有热力学的意义。如下所述，在这样一个理想换热器中，低热容量流体的出口温度将达到高热容量流体的入口温度[㊁]。

考虑一个具有无限大换热面积的逆流换热器，两种流体的总的能量平衡为

$$q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{3.38}$$

根据这个方程式，如果 $C_h < C_c$，则$(T_{h,i} - T_{h,o}) > (T_{c,o} - T_{c,i})$，热流体侧的温降

㊀ 需要强调的是不要把有效度和效率混淆在一起，效率通常限定在能量形式 A 到能量形式 B 的转换效率；另外从能量的角度讲，在可比条件下，一个是实际系统的性能，一个是理想系统的性能。因为我们这里讨论的是一个部件(换热器)，在换热器内不存在能量形式的转换(虽然存在热流和焓的变化)。有效度是用来指明换热器的效率，热力学第一定律的结果是能量平衡，因此换热器有效度明确地采用了热力学第一定律(进一步的讨论见第 11 章)。

㊁ 注意：由于可能产生的最大换热量被热力学第二定律所限制，故热力学第二定律暗含于换热器有效度的定义中，与这个问题相关的进一步的讨论见 11.2.2 节。

将比较大，流过无限长流道后，热流体温度将会达到冷流体的入口温度，如图3.5中底部的两个曲线所示，结果是 $T_{h,o}=T_{c,i}$。对于一个 $C_h<C_c$ 的具有无限大换热面积的逆流换热器，其 q_{max} 为

$$q_{max}=C_h(T_{h,i}-T_{c,i})=C_h\Delta T_{max} \tag{3.39}$$

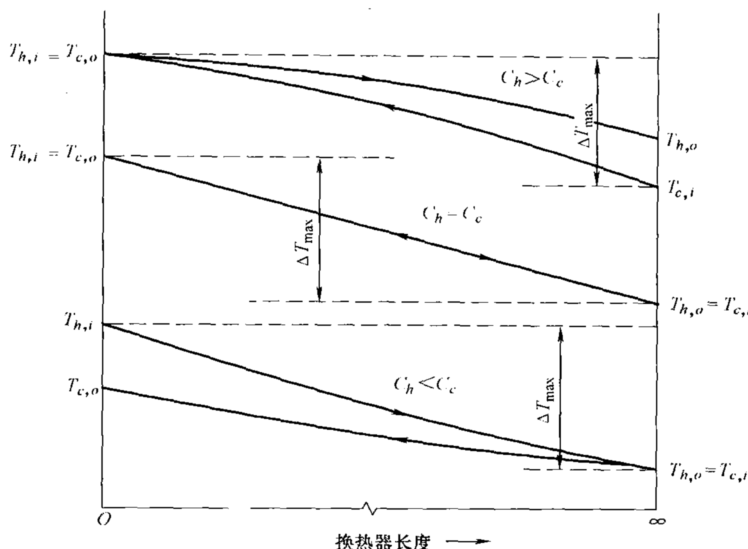


图3.5　在无限大表面积的逆流式换热器的温度分布

同样，对于 $C_h=C_c=C$ 来说，有

$$q_{max}=C_h(T_{h,i}-T_{c,i})=C_c(T_{h,i}-T_{c,i})=C\Delta T_{max} \tag{3.40}$$

根据式(3.38)，$C_h>C_c$，则$(T_{h,i}-T_{h,o})<(T_{c,o}-T_{c,i})$。因此，通过无限长流道后，$T_{c,o}$将接近 $T_{h,i}$，从而有

$$q_{max}=C_c(T_{h,i}-T_{c,i})=C_c\Delta T_{max} \tag{3.41}$$

或根据式(3.39)～式(3.41)得到更通用的公式为

$$q_{max}=C_{min}(T_{h,i}-T_{c,i})=C_{min}\Delta T_{max} \tag{3.42}$$

这里有

$$C_{min}=\begin{cases}C_c, & C_c<C_h\\ C_h, & C_h<C_c\end{cases} \tag{3.43}$$

这样，对于具有任何流动布置方式的换热器，其实际运行性能的度量 q_{max} 由式(3.42)来确定。注意，任何情况下，$\Delta T_{max}=T_{h,i}-T_{c,i}$，且不管 $C_h>C_c$ 还是 $C_h\leqslant C_c$，在确定 q_{max}时，都要用 C_{min}。

利用从能量守恒式(3.5)求出的实际换热量 q 和从式(3.42)求出的 q_{max}值，式(3.37)表示的换热器有效度 ε 可写成对于两流体的所有流动布置方式都成立的形式。

$$\varepsilon=\frac{C_h(T_{h,i}-T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})}=\frac{C_c(T_{c,o}-T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})} \tag{3.44}$$

这里 ε 可从运行温度和热容量直接求出。这里应该强调的是 $T_{h,o}$ 和 $T_{c,o}$ 是式(7.10)所定义的平均出口温度。如果流动和(或)温度在换热器入口处分布不均，那么不仅要算出流体的出口平均温度而且要算出流体的入口平均温度，然后才能用在式(3.44)中。

用从式(3.12)中得到的 q 和从式(3.42)中得到的 $q_{\max}$ 可以得到 ε 的另一个表达式。

$$\varepsilon=\frac{UA}{C_{\min}}\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\max}} \tag{3.45}$$

现在让我们对式(3.7)进行量纲为一化。通过式(3.44)的换热器有效度将式(3.7)的因变量——流体平均出口温度 $T_{h,o}$ 和 $T_{c,o}$ 重新写成量纲为一的形式。有许多种方法可以获得换热器有效度所依赖的量纲为一量。这里我们考虑这样一种方法，观察式(3.44)和式(3.45)，列出所有可能的量纲为一量，如下所示，然后去掉那些非自变量，那么换热器有效度将取决于下面的量纲为一量。

$$\varepsilon=\phi\Big(\underbrace{\frac{UA}{C_{\min}},\frac{C_{\min}}{C_{\max}}}_{\text{因变量}},\underbrace{\frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{\Delta T_{\max}},\frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{\Delta T_{\max}},\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\max}},\text{流动布置方式}}_{\text{自变量}}\Big) \tag{3.46}$$

注意到式(3.46)中最后三组的 $\Delta T_{\max}=T_{h,i}-T_{c,i}$ 是一个自变量；当 $C_c>C_h$ 时 $C_{\max}=C_c$；当 $C_h>C_c$ 时 $C_{\max}=C_h$；所以有

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=\begin{cases}\dfrac{C_c}{C_h}, & C_c<C_h\\[2ex] \dfrac{C_h}{C_c}, & C_h<C_c\end{cases} \tag{3.47}$$

为了表明式(3.46)右边第三到第五组是因变量，利用式(3.5)和式(3.44)，我们可以得到这三组的前两个有下面的关系式。

$$\frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{\Delta T_{\max}}=\frac{C_c}{C_h}\times\frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{\Delta T_{\max}}=\frac{\varepsilon}{\dfrac{C_h}{C_{\min}}}=\begin{cases}\varepsilon, & C_h=C_{\min}\\[1ex] \varepsilon\dfrac{C_{\min}}{C_{\max}}, & C_h=C_{\max}\end{cases} \tag{3.48}$$

用式(3.45)，得到式(3.46)的第五组为

$$\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\max}}=\frac{\varepsilon}{\dfrac{UA}{C_{\min}}} \tag{3.49}$$

因为式(3.48)的最后一个等号右边和式(3.49)的右边都只有量纲为一量 ε，$C_{\min}/C_{\max}$，$UA/C_{\min}$，而它们已经包括在了式(3.46)中，所以式(3.48)和式(3.49)的左边量纲为一量是因变量。因此，式(3.46)通常可以写成量纲为一量

的形式。

$$\varepsilon=\phi\left(\frac{UA}{C_{\min}},\frac{C_{\min}}{C_{\max}},流动布置方式\right)=\phi(NTU,C^*,流动布置方式) \quad (3.50)$$

这里 $UA/C_{\min}$(传热单元数 NTU)是在设计者控制下的一个量纲为一参数，$C_{\min}/C_{\max}$(热容量比 C^*)是一个量纲为一运行参数，函数 ϕ 包含的换热器流动布置方式也是一个设计参数。注意，对于一个给定的流动布置方式，直接应用 Buckingham 的 Π 理论从式(3.7)我们可以获得三个量纲为一量。在11.2节给出了一种严格模型方法，可以求出相同的量纲为一量。

通过比较式(3.50)和式(3.7)，可以看出量纲为一分析方法的优点。对于一个给定流动布置方式的双流体换热器，我们已经把一个有7个参数的问题⊖[式(3.7)]简化为3个参数的问题[式(3.50)]。

在讨论两个独立参数 C^* 和 NTU 的物理意义之前，让我们先介绍一下热流体和冷流体的温度效率的概念。热流体的温度效率 ε_h 定义为热流体温降和流体入口端温差的比值。

$$\varepsilon_h=\frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\frac{\Delta T_h}{\Delta T_{\max}} \quad (3.51)$$

同样，冷流体的温度效率定义为冷流体的温升和流体入口端温差的比值。

$$\varepsilon_h=\frac{T_{c,i}-T_{c,o}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{\max}} \quad (3.52)$$

从能量平衡和 ε_h、ε_c 的定义可以得出

$$C_h\varepsilon_h=C_c\varepsilon_c \quad (3.53)$$

通过对温度效率和式(3.44)的换热器有效度进行比较，得到它们之间的关系为

$$\varepsilon=\frac{C_h}{C_{\min}}\varepsilon_h=\begin{cases}\varepsilon_h, & C_h=C_{\min}\\ \dfrac{\varepsilon_h}{C^*}, & C_h=C_{\max}\end{cases} \quad (3.54)$$

$$\varepsilon=\frac{C_c}{C_{\max}}\varepsilon_h=\begin{cases}\varepsilon_c, & C_c=C_{\min}\\ \dfrac{\varepsilon_c}{C^*}, & C_c=C_{\max}\end{cases} \quad (3.55)$$

现在让我们来定义和讨论 C^* 和 NTU。

3.3.2 热容量比 C^*

C^* 是两种流体中较小热容量与较大热容量的比率，所以 $C^*\leqslant 1$。当 $C^*=1$

⊖ 在计数时，我们只考虑式(3.7)的一个因变量。

时，换热器被认为是平衡的。

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} = \begin{cases} \dfrac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{h,o}}, & C_h = C_{\min} \\ \dfrac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}, & C_c = C_{\min} \end{cases} \tag{3.56}$$

因为 C^* 依赖于换热器中质量流量和(或)流体的温度，所以它被认为是换热器的运行参数。在没有外部热损失的情况下，$C_{\max}$ 流体比 $C_{\min}$ 流体的温度变化要小，这可以从能量平衡式中反映出来。

$$q = C_h \Delta T_h = C_c \Delta T_c \tag{3.57}$$

这里的温度变化范围 ΔT_h 和 ΔT_c 为

$$\Delta T_h = T_{h,j} - T_{h,o} \quad \Delta T_c = T_{c,o} - T_{c,j} \tag{3.58}$$

再次强调一下在流体冷凝或蒸发的理想恒温情况下，ΔT(温升或温降)是零，所以对有限的 $q = C\Delta T$，热容量 C 趋向于无穷大，由 $C = \dot{m}c_p$ 可知冷凝或蒸发流体的有效比热容趋于无穷大。如刚才所述，$C^* = 0$ 的情况代表了 $C_{\min}$ 有限而 $C_{\max}$ 趋于无穷。$C_{min} = (\dot{m}c_p)_{min} = 0$ 而 $C^* = 0$ 的情况没有实际意义，因为 $\dot{m} = 0$ 意味着在换热器的 $C_{\min}$ 侧没有流体流过。

3.3.3 传热单元数 *NTU*

传热单元数 *NTU* 定义为总热导与较小热容量的比值。

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_A U \mathrm{d}A \tag{3.59}$$

如果 U 不是恒定的则用第二个等式。*NTU* 也可被解释为传热量对低热容量流体的焓变速率的相对大小。若 U 为恒定的，则把从式(3.24)求出的 UA 代入式(3.59)中，得到

$$NTU = \frac{1}{C_{\min}} \frac{1}{\dfrac{1}{(\eta_o h_m A)_h} + R_{h,f} + R_w + R_{c,f} + \dfrac{1}{(\eta_o h_m A)_c}} \tag{3.60}$$

NTU 表明了换热器量纲为一传热量或热尺寸的大小，因此也是一个设计参数。*NTU* 提供了一个通过换热面积 A 和总传热系数 U 的乘积来决定换热器大小的混合方法。因此，一般来说 *NTU* 并没有指明换热器的物理大小，而换热面积才说明了换热器的物理尺寸。大 *NTU* 值并不意味着换热器的物理尺寸就大，实事上，机车燃气机换热器在怠速状态下可能有 $NTU \approx 10$ 和中心容积 $V = 0.01\text{m}^3$，而一个化工厂的换热器可能有 $NTU \approx 1$ 和 $V = 100\text{m}^3$。然而，当对用于特定场合的换热器进行比较时，$U/C_{\min}$ 基本上保持恒定，在这种情况下，大 *NTU* 值意味着换热器具有较大的物理尺寸。因此，*NTU* 有时也被称之为换热器尺寸因子。总之，

较大的 NTU 值是通过提高 U 和(或)A，或降低 C_{min} 来实现的。C_{min} 的变化直接影响 NTU，而 C_{max} 变化(或它的流率)影响到 C_{max} 侧的 h，然后又影响 U 和 NTU。因此，C^* 值的变化可能会直接或间接地影响 NTU。

NTU 有着各种不同的名称，在平板换热器的相关文献中，NTU 被称为性能因子或热长度 θ，在管壳式换热器文献中被称为减少的热通量。接下来的篇章中会给出其他的名称和恰当的解释。

NTU 值低时，换热器的有效度低，随着 NTU 值升高，换热器有效度一般也会升高，极限情况下，它趋近于一个热力学渐近值。注意，对 $q_{max} = C_{min}\Delta T_{max}$，理想换热器要求 $NTU\to\infty$ ($A\to\infty$)。以下的 NTU 近似值将进一步说明这一点。

汽车散热器：　$NTU\approx 0.5\to\varepsilon\approx 40\%$
蒸汽冷凝器：　$NTU\approx 1\to\varepsilon\approx 63\%$
工业燃气轮机换热器：　$NTU\approx 10\to\varepsilon\approx 90\%$
斯特林发动机换热器：　$NTU\approx 50\to\varepsilon\approx 98\%$
液化气厂(LNG)换热器：　$NTU\approx 200\to\varepsilon\approx 99\%$

NTU 作为量纲为一停留时间的另一种解释是把 $C_{min} = \overline{C}_{min}/\tau_d$ 代入 NTU 的定义式中。

$$NTU = \frac{1}{\left(\frac{1}{UA}\right)C_{min}} = \frac{\tau_d}{\left(\frac{1}{UA}\right)\overline{C}_{min}} = \frac{\tau_d}{R_o\overline{C}_{min}} = \tau_d^* \tag{3.61}$$

这里 $R_o = 1/UA$ 是总热阻；$\overline{C}_{min} = (Mc_p)_{min} = C_{min}\tau_d$ 是换热器任一时刻最小的热容量(M 为换热器在该时刻的流体质量)，τ_d 是停留时间或流体通过换热器的时间。因此，NTU 可以被解释为量纲为一停留时间或流体在某一瞬间在换热器内的时间常数下停留时间与 C_{min} 的比值。NTU 在解决瞬态问题时或许可以起到重要的作用！对一个随 C_{min} 流体内的粒子而运动的观察者来看，他所看到的将会是一个瞬态温度—时间过程。

而 NTU 的另一个解释如下，NTU 与来自式(3.45)的 ΔT_m 有关。

$$NTU = \frac{\Delta T_{max}\varepsilon}{\Delta T_m} = \frac{(T_{h,i}-T_{c,i})\varepsilon}{\Delta T_m} = \frac{C_h\Delta T_h}{C_{min}\Delta T_m} = \frac{C_c\Delta T_c}{C_{min}\Delta T_m} \tag{3.62}$$

因此，NTU 被认为是一个温度比，这里有

$$NTU = \begin{cases} \dfrac{\Delta T_h}{\Delta T_m} = \dfrac{T_{h,i}-T_{h,o}}{\Delta T_m}, & C_h = C_{min} \\ \dfrac{\Delta T_c}{\Delta T_m} = \dfrac{T_{c,o}-T_{c,i}}{\Delta T_m}, & C_c = C_{min} \end{cases} \tag{3.63}$$

因此，$NTU = \Delta T_{max,i}/\Delta T_m$，这里 $\Delta T_{max,i}$ 是 ΔT_h 和 ΔT_c 中的最大者。当 ΔT_m 等于 ΔT_h 和 ΔT_c 中的最大者时，$NTU=1$。注意，对于 NTU 值较小时，采用式(3.63)

是很方便的，此时 $\Delta T_m \approx T_{m,h} - T_{m,c}$是一个很好的近似，不必去计算 ΔT_{lm}或 F(见3.7节)。这里的 $T_{m,h}$和 $T_{m,c}$是相应的终端温度的算术平均值。

NTU 也直接关系到用 U 代替式(7.28)中的 h 而构成的总斯坦顿数 St_o，即

$$NTU = St_o \frac{4L}{D_h} \tag{3.64}$$

因此，NTU 也被解释为修正的斯坦顿数。注意到这里的水力直径 D_h 根据换热器表面积的几何形式定义如下。

$$D_h = \begin{cases} \dfrac{4A_o}{P} = \dfrac{4A_oL}{A} \\ \dfrac{4pV}{A} = \dfrac{4p}{\beta} = \dfrac{4p}{\alpha} \end{cases} \tag{3.65}$$

这里 P 为湿周。p 为孔隙率，即空隙的体积与所涉及的总体积的比值。这里 D_h 的第一个定义适用于换热器内流道横截面恒定的情况。然而，当流通截面积沿流动长度上扩大或收缩时，如在三维流道里那样(如图1.29f所示的多孔波纹板翅片)，第二个定义更适用。在第二个定义中，对板翅式或再生表面，$D_h = \dfrac{4p}{\beta}$；对于管束或管翅式表面，$D_h = \dfrac{4p}{\alpha}$。注意如果加热和流动摩擦边界不同，传热和压降 D_h 的数量级将有所不同。

式(3.63)和式(3.59)也可以分别解释为热负荷所要求的传热单元数($NTU = \Delta T_{\max,i}/\Delta T_m$)和换热器所达到的传热单元数($NTU = UA/C_{\min}$)。

前面的定义和解释适用于换热器总的 NTU，热侧和冷侧的换热器各自的传热单元数可定义如下。

$$ntu_h = \frac{(\eta_o hA)_A}{C_h} \quad ntu_c = \frac{(\eta_o hA)_A}{C_c} \tag{3.66}$$

在第9章描述扩展表面换热器尺寸问题的解的过程中，我们要用到 ntu_h 和 ntu_c。在没有污垢热阻的情况下，式(3.24)可以表达成总传热单元数和分传热单元数的形式。

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{ntu_h\left(\dfrac{C_h}{C_{\min}}\right)} + R_w C_{\min} + \frac{1}{ntu_c\left(\dfrac{C_c}{C_{\min}}\right)} \tag{3.67}$$

3.4 有效度和传热单元数的关系

在前面部分，我们说明了 ε 是 NTU、C^* 和流动布置方式的一个函数。现在我们来推导单流程逆流换热器的函数关系，并总结单流程和多流程流动布置的相似的函数关系。

3.4.1　逆流换热器[⊖]

考虑一个具有如图3.6所示冷、热流体温度分布的逆流换热器，换热器左端流体温度用下标Ⅰ标注，另一端用下标Ⅱ标注。

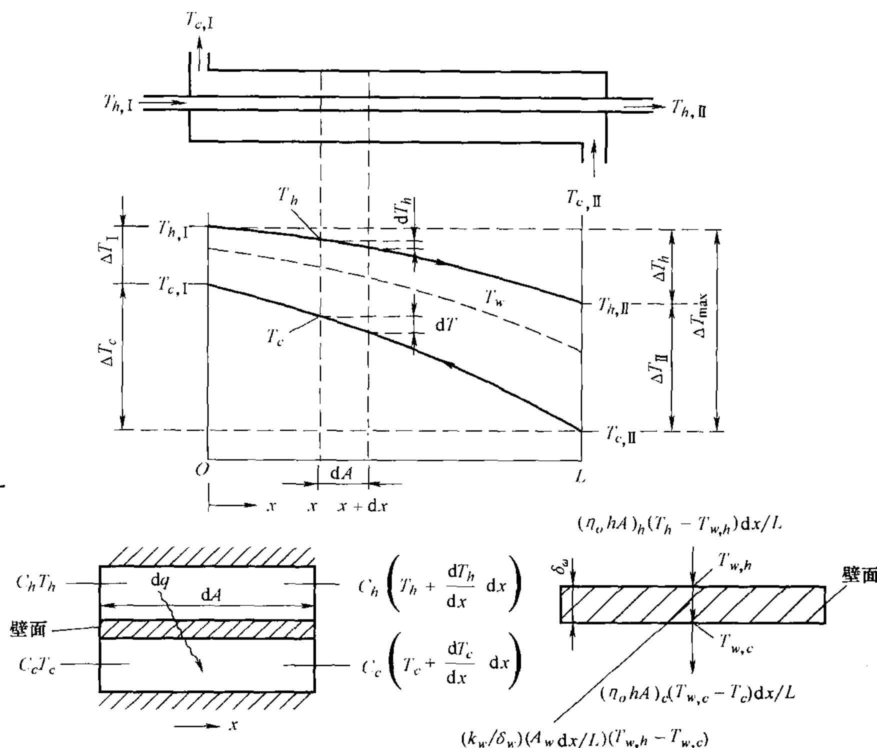


图3.6　逆流换热器温度分布和能量平衡和传热方程式的微分元素

在分析过程中，我们认为如图3.3所示的整个逆流换热器只有两个通道。这是因为在这里引用了3.2.1节所假设的理想情况(比如入口速度和温度均匀，换热面积均匀分布，U均匀等)。因此，事实上这个热流体通道代表了所有的热流体通道，而冷流体通道包括了所有的冷流体通道，这就是C_h和C_c分别与各自在图3.3中的单流程相联系而不是dC_h和dC_c的原因。

基于在微元dx上的能量平衡有

$$dq = -C_h dT_h = -C_c dT_c \tag{3.68}$$

这里T_h代表了图3.6中微分元素dx上热流体的平均温度，对冷流体，T_c有类似

⊖　本节中我们推导换热器的有效度，在第11章中演示如果获得温度分布。

的定义。

将传热方程分别应用在热流体、换热壁和冷流体的 dx 长度单元上，得到

$$dq = \begin{cases} (\eta_o hA)_h (T_h - T_{w,h}) \dfrac{dx}{L} & \text{热流体} \quad (3.69) \\ \dfrac{k_w}{\delta_w} \dfrac{A_w dx}{L} (T_{w,h} - T_{w,c}) & \text{换热壁} \quad (3.70) \\ (\eta_o hA)_c (T_{w,c} - T_c) \dfrac{dx}{L} & \text{冷流体} \quad (3.71) \end{cases}$$

注意，为了能够适用于更普遍的情况，虽然图 3.6 中没有肋片，但在式(3.69)和式(3.71)中仍旧包括了扩展表面效率 η_o。从式(3.69)到式(3.71)中得到单个温差的表达式后，把它们加在一起，重新安排，得到

$$dq = UA(T_h - T_c)\frac{d_x}{L} \tag{3.72}$$

这里 U 代表了微元 dA 或 dx 上的局部总传热系数。然而，在整个换热器中我们把这个局部 U 当做 U_m 对待，因此在整个换热器中，U 被认为是恒定的，所以式(3.72)中的 UA 是由式(3.20)或式(3.24)在冷、热流体侧都没有污垢热阻的情况下给出的。如果存在污垢或其他形式的热阻，式(3.72)中 UA 将包含这些热阻。

从式(3.68)和式(3.72)中除去 dq 将得到两个常微分方程，求解它们需要两个边界条件，它们是

$$T_h(x=0) = T_{h,\mathrm{I}} \quad T_c(x=L) = T_{c,\mathrm{II}} \tag{3.73}$$

现在我们来求解式(3.68)、式(3.72)和式(3.73)组成的方程组，以获得终端温差比，这样我们就可以直接求出换热器的有效度。引用 11.2.1 节的温度分布，我们将求解一个基于能量平衡和传热方程的微分方程。用 dq 的值来代替 dT_h 和 dT_c 的值，式(3.68)可转换为

$$d(T_h - T_c) = T\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h}\right)dq \tag{3.74}$$

从式(3.72)和式(3.74)中除去 dq 整理得

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -\left(1 - \frac{C_h}{C_c}\right)\frac{UA}{C_h}\frac{dx}{L} \tag{3.75}$$

从热流入口端(Ⅰ端)到出口端(Ⅱ端)对上述方程进行积分，得

$$\frac{T_{h,\mathrm{II}} - T_{c,\mathrm{II}}}{T_{h,\mathrm{I}} - T_{c,\mathrm{I}}} = \exp\left[-\frac{UA}{C_h}\left(1 - \frac{C_h}{C_c}\right)\right] \tag{3.76}$$

式(3.76)左边的代数表达为

$$\frac{T_{h,\mathrm{II}}-T_{c,\mathrm{II}}}{T_{h,\mathrm{I}}-T_{c,\mathrm{I}}}=\frac{1-\dfrac{T_{h,\mathrm{I}}-T_{h,\mathrm{II}}}{T_{h,\mathrm{I}}-T_{c,\mathrm{II}}}}{1-\dfrac{T_{c,\mathrm{I}}-T_{c,\mathrm{II}}}{T_{h,\mathrm{I}}-T_{h,\mathrm{II}}}} \tag{3.77}$$

现在用式(3.51)和式(3.52)中温度效率的定义和图3.6中的术语，有

$$\varepsilon_h=\frac{T_{h,\mathrm{I}}-T_{h,\mathrm{II}}}{T_{h,\mathrm{I}}-T_{c,\mathrm{II}}}\quad \varepsilon_c=\frac{T_{c,\mathrm{I}}-T_{c,\mathrm{II}}}{T_{h,\mathrm{I}}-T_{c,\mathrm{II}}} \tag{3.78}$$

把 ε_h 和 ε_c 代入式(3.77)，得到

$$\frac{T_{h,\mathrm{II}}-T_{c,\mathrm{II}}}{T_{h,\mathrm{I}}-T_{c,\mathrm{I}}}=\frac{1-\varepsilon_h}{1-\varepsilon_c}=\frac{1-\varepsilon_h}{1-\left(\dfrac{C_h}{C_c}\right)\varepsilon_h} \tag{3.79}$$

这里采用式(3.53)得到上式中最后的那个等式。把式(3.79)代入式(3.76)，整理得

$$\varepsilon_h=\frac{1-\exp\left[-\left(\dfrac{UA}{C_c}\right)\left(1-\dfrac{C_c}{C_h}\right)\right]}{1-\left(\dfrac{C_h}{C_c}\right)\exp\left[-\left(\dfrac{UA}{C_c}\right)\left(1-\dfrac{C_c}{C_h}\right)\right]} \tag{3.80}$$

现在冷流体的温度效率可以用它的定义式(3.52)直接求出，也可以把式(3.80)代入式(3.53)求出。用第二种方法，我们得到

$$\varepsilon_c=\frac{C_h}{C_c}\varepsilon_h=\frac{1-\exp\left[\left(\dfrac{UA}{C_c}\right)\left(1-\dfrac{C_c}{C_h}\right)\right]}{\dfrac{C_h}{C_c}-\exp\left[\left(\dfrac{UA}{C_c}\right)\left(1-\dfrac{C_c}{C_h}\right)\right]} \tag{3.81}$$

注意指数项已经经过了调整。将分子分母同乘以 $\exp[-(UA/C_c)(1-C_c/C_h)]$，整理得

$$\varepsilon_c=\frac{1-\exp\left[-\left(\dfrac{UA}{C_c}\right)\left(1-\dfrac{C_c}{C_h}\right)\right]}{1-\left(\dfrac{C_h}{C_c}\right)\exp\left[-\left(\dfrac{UA}{C_c}\right)\left(1-\dfrac{C_c}{C_h}\right)\right]} \tag{3.82}$$

对式(3.80)和式(3.82)进行对比发现，式(3.82)通过下标 h 和 c 的互换可以直接从式(3.80)中得到。

为了使解更加通用，让 $C_{\min}=C_c$，$C^*=C_c/C_h$ 和 $NTU=UA/C_{\min}=UA/C_c$。在这种情况下，根据式(3.52)，则 $\varepsilon=\varepsilon_c$，式(3.82)简化为

$$\varepsilon=\varepsilon_{cf}=\frac{1-\exp[-NTU(1-C^*)]}{1-C^*\exp[-NTU(1-C^*)]} \tag{3.83}$$

然而，如果 $C_{min}=C_h$，那么 $C^*=C_h/C_c$，$NTU=UA/C_{min}=UA/C_c$，在这种情况

下，根据式(3.51)，有 $\varepsilon = \varepsilon_h$，式(3.80)简化成换热器有效度式(3.83)的表达式。这样，无论哪种流体具有最小热容量，对于逆流的 ε—NTU 表达式都由式(3.83)给出。

式(3.83)有趣的两种有限情况是 $C^* = 0$ 和 $C^* = 1$。对于 $C^* = 0$(蒸发器或冷凝器)的特殊情况，换热器有效度式(3.83)简化为

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \tag{3.84}$$

注意，当 $C^* = 0$ 时，C_{max} 流体的温度在整个换热器上保持常数，如图 3.1b 和图 3.1c 所示。在这种情况下，C_{min} 流体可以有任意的流动布置方式。因此，当 $C^* = 0$ 时，式(3.84)适用于所有的流动布置方式。

对于 $C^* = 1$ 的特殊情况，式(3.83)简化成 0/0 的形式，因此用 l'Hospital 法则(分子分母分别对 C^* 求导,并在结果中令 $C^* = 1$)，我们得到

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \tag{3.85}$$

对于所有的 $0 < C^* < 1$，ε 值都落在式(3.84)和式(3.85)之间，如图 3.7 所示。

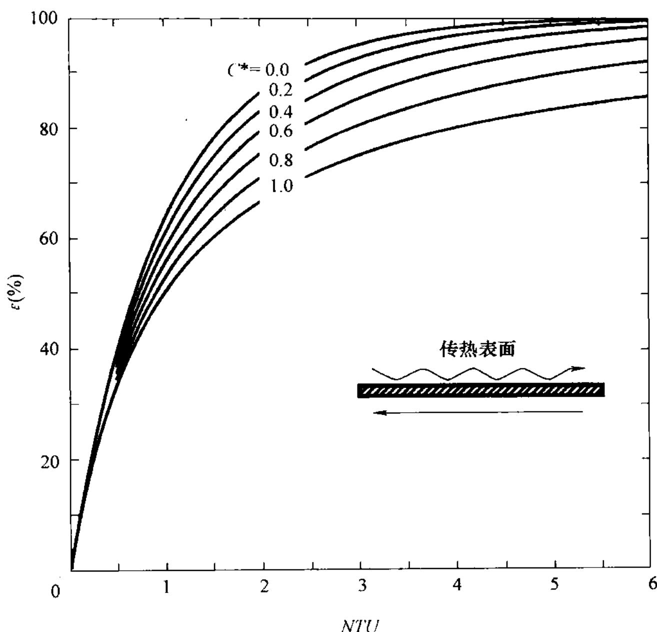


图 3.7　逆流换热器 ε 作为 NTU 和 C^* 的函数

将式(3.83)反过来，对一个逆流换热器，NTU 可以被明确地表达成 ε 和 C^* 的函数。

$$NTU = \frac{1}{1 - C^*} \ln \frac{1 - C^* \varepsilon}{1 - \varepsilon} \tag{3.86}$$

当 $C^* = 0$ 和 $C^* = 1$ 时有

对 $C^* = 0$：
$$NTU = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon} \text{或} NTU = \ln \frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \quad \text{对} T_{h,i} = \text{常数} \tag{3.87}$$

对 $C^* = 1$：
$$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,o}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \tag{3.88}$$

对于逆流换热器的 ε—NTU 结果如图 3.7 所示。观察图 3.7 可以得到以下重要内容：

1）对于给定的 C^*，传热单元数 ε 随着 NTU 值的增加而单调地增加。对于所有的 C^*，当 $NTU \to \infty$ 时 $\varepsilon \to 1$。注意这对逆流换热器是正确的，而对其他许多流动方式布置，ε 可能不一定趋于 1，就如从表 3.3 和表 3.6 可以看到的那样。

2）对于给定的 NTU，换热器有效度 ε 随着 C^* 值的减小而增长。

3）当 $\varepsilon \leqslant 40\%$ 时，热容量比 C^* 对换热器有效度 ε 没有重要影响。事实表明，当 $NTU \to 0$ 时，所有流动布置方式的换热器的有效度数均可简化为

$$\varepsilon \approx NTU\left[1 - \frac{1}{2} NTU(1 + C^*)\right] \tag{3.89}$$

4）虽然在图 3.7 中并不明显；但根据式(3.84)，ε 对 NTU 的曲线对所有流动布置方式的换热器都是相同的，包括表 3.3 和表 3.6 中那些 $C^* = 0$ 时的情况。

5）如第 1)条所说的，ε 随着 NTU 值的增加而增加，但其增加速率却在减小。例如，在 $C^* = 1$ 时，NTU 从 0.5 增加到 1，则 ε 从 0.333 增加到 0.50，NTU 增加了 100%(即换热面积增加了大约 100%)而 ε 增加了 50%；在 $C^* = 1$ 时，NTU 从 2 增加到 4，则 ε 从 0.667 增加到 0.8；NTU(或尺寸)增加了 100%，而 ε 只增加了 20%。这明确表面了 ε 随 NTU 增加的速率是减小的。

6）由于 ε—NTU 渐近线性质，在高 ε 值的情况下，ε 一个很小的增长就要求 NTU(也就是换热器尺寸)有一个大的增长。例如，对于 $C^* = 1$，当 $NTU = 9$ 时 $\varepsilon = 90\%$，当 $NTU = 11.5$ 时 $\varepsilon = 92\%$，所以 ε 增长 2% 就要求 NTU 增长 28%，换热面积和流量也具有相似的增长。换句话说，当向环境散失同样(或较小)的热量，ε 值高的换热器将比 ε 值的换热器要求 NTU 有更大的增加来补偿热损失。

对于确定的 NTU 和 C^*，对所有流动布置方式的换热器，逆流布置具有最高的换热器有效度。因此，对于给定的 NTU 和 C^* 值，逆流式换热器具有最大的传热效率，同样，相对于其他布置，逆流换热器面积的利用最有效。

表 3.3　各种流动布置方式的换热器（当 $C^*=1$ 和 $NTU\to\infty$ 时 ε—NTU 的表达式和 ε 的极限值）

流动布置方式	ε—NTU 公式	ε—NTU 公式对于 $C^*=1$	当 $NTU\to\infty$ 时 ε 的渐进值
逆流	$\varepsilon=\dfrac{1-\exp[-NTU(1-C^*)]}{1-C^*\exp[-NTU(1-C^*)]}$	$\varepsilon=\dfrac{NTU}{1+NTU}$	对于所有的 $C*$，$\varepsilon=1$
顺流	$\varepsilon=\dfrac{1-\exp[-NTU(1+C^*)]}{1+C^*}$	$\varepsilon=\dfrac{1}{2}[1-\exp(-NTU)]$	$\varepsilon=\dfrac{1}{1+C^*}$
交叉流，两种流体都不混合	$\varepsilon=1-\exp(-NTU)$ $-\exp[-(1+C^*)NTU]\sum\limits_{n=1}^{\infty}C^{*n}P_n(NTU)$ $P_n(y)=\dfrac{1}{(n+1)!}\sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{(n+1-j)}{j!}y^{n+j}$	与通用公式相同 $C^*=1$	对于所有的 C^*，$\varepsilon=1$
交叉流，一种流体混合，另一种不混合	当 C_{min} 混合，C_{max} 不混合，$\varepsilon=1-\exp\{-[1-\exp(-NTU\cdot C^*)]/C^*\}$ 当 C_{max} 混合，C_{min} 不混合，$\varepsilon=\dfrac{1}{C^*}(1-\exp\{-C^*[1-\exp(-NTU)]\})$	$\varepsilon=1-\exp\{-[1-\exp(-NTU)]\}$ $\varepsilon=1-\exp\{-[1-\exp(-NTU)]\}$	当 C_{min} 混合，$\varepsilon=1-\exp(-1/C^*)$ 当 C_{max} 混合，$\varepsilon=[1-\exp(-C^*)]/C^*$
交叉流，两种流体都混合	$\varepsilon=\dfrac{1}{\dfrac{1}{1-\exp(-NTU)}+\dfrac{C^*}{1-\exp(-NTU\cdot C^*)}-\dfrac{1}{NTU}}$	$\varepsilon=\dfrac{1}{2/[1-\exp(-NTU)]-1/NTU}$	$\varepsilon=\dfrac{1}{1+C^*}$
1—2 管壳式换热器；壳侧流体混合 TEMA　E 型壳体	$\varepsilon=\dfrac{2}{(1+C^*)+(1+C^{*2})^{1/2}\coth(\Gamma/2)}$ 其中 $\Gamma=NTU(1+C^{*2})^{1/2}$ $\coth(\Gamma/2)=(1+e^{-\Gamma})/(1-e^{-\Gamma})$	$\varepsilon=\dfrac{2}{2+\sqrt{2}\coth(\Gamma/2)}$ 其中 $\Gamma=\sqrt{2}NTU$	$\varepsilon=\dfrac{2}{(1+C^*)+(1+C^{*2})^{1/2}}$

我们是否应该设计高有效度的换热器以获取最大换热量？让我们从工业的角度上来解释一下图3.7的结果。应当强调的是在工业换热器的许多情况中并非逆流布置，因此下面的讨论也普遍适用于其他流动布置。

当我们把换热器的成本作为一个重要因素来考虑时，大部分换热器都设计在ε—NTU曲线的接近线性区($NTU \leqslant 2$或$\varepsilon \leqslant 60\%$，如图3.7所示)，它能够在合适的$C_{min}$和$\Delta T_{max}$下满足所要求的热负荷。原因是换热器面积的增加将随着ε呈近似线性增加，因此用于增加换热面积的投资能够得到“好”的回报。然而，如果换热器是系统的一个部件，相对于换热器成本方面的增加，换热器有效度的增加对于降低系统的运行成本影响更大时，换热器应该被设计成高有效度。例如，换热器有效度1%的增长将使得燃气轮机发电厂热效率增长大约0.5%，而发电厂热效率的增长意味着每年价值数百万美元额外的电力的增加，换热器成本只是每年所节省的费用的一小部分，因此，大部分燃气轮机换热器ε设计在大约90%。对于空气分离厂使用的低温换热器，其有效度增长1%将使压缩机的耗能减少大约5%。这意味着一个氧气产量为1000t的工厂每年将节省超过500000美元(1995年)的运行成本。这就是为什么大部分低温换热器的ε设计在大约95%的原因。

3.4.2　其他流动布置的换热器

对其他流动布置的换热器，由于流动布置方式变得更加复杂，所以ε—NTU公式的推导变得更加困难。在最近一段时间，已经获得了一些复杂流动布置的解，如表3.6和Shah及Pignotti(1989)的文献所示。在11.2.1节和11.2.4节，对逆流、顺流和无混合的交叉流换热器的温度分布进行了推导。

ε—NTU结果。表3.3和图3.8～图3.11给出了一些换热器流动布置方式下的ε—NTU公式和结果。只有在某些流动布置方式下，NTU才能够明确地表达成ε和C^*的显函数，这些式子列于表3.4中。对于其他所有的流动布置方式，NTU是ε和C^*的一个隐函数，可以通过迭代或适当的分析法求解方程$f(NTU)=0$。对任何流动布置方式，C^*都无法明确地表达为ε和NTU的函数。

检查图3.11发现当$C^*>0$时两种流体都混合的交叉式换热器的有效度随着NTU值的增加而增加，但当NTU达到一定值后，NTU的增加将使ε减少，这个反常表现的原因是由于两种流体在理想化完全混合的情况下，在换热器某一部分热流体温度低于冷流体温度，导致了温度交叉(3.6.1.2节)和熵产极值的存在(11.4节)，因此，反向传热导致了换热器有效度的减小。

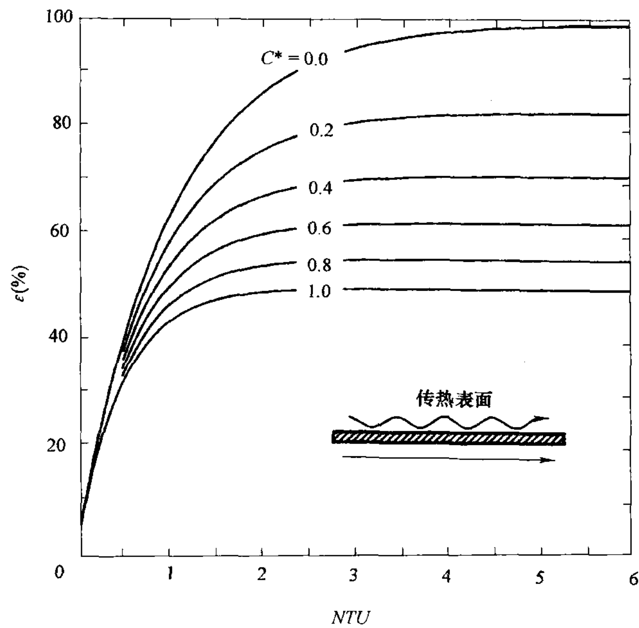


图 3.8 顺流式换热器(ε 作为 C^* 和 NTU 函数)

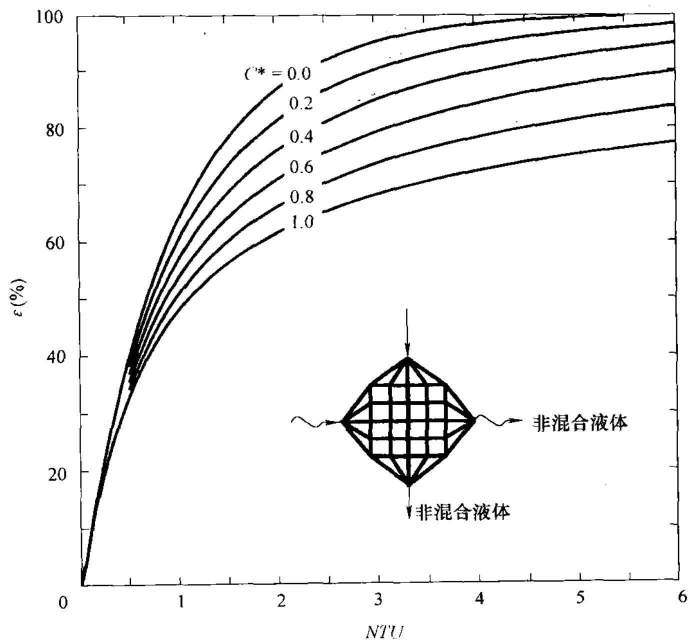


图 3.9 两种流体都不混合的交叉式换热器(ε 作为 C^* 和 NTU 函数)

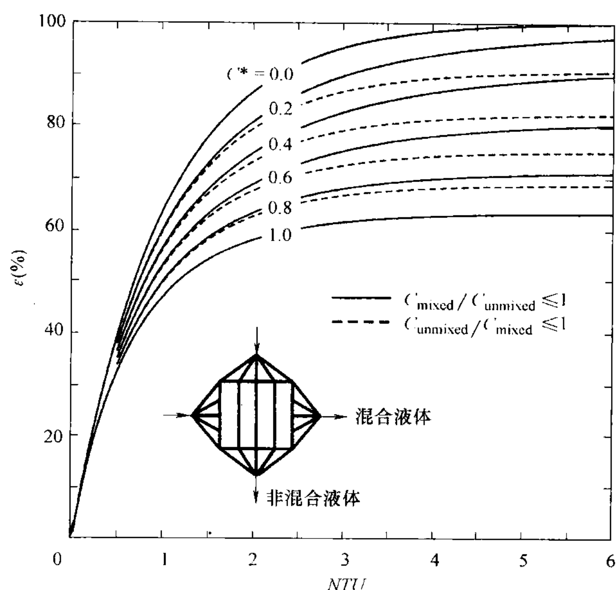


图3.10　一种流体混合另一种流体不混合的交叉流换热器(ε 作为 C^* 和 NTU 函数)

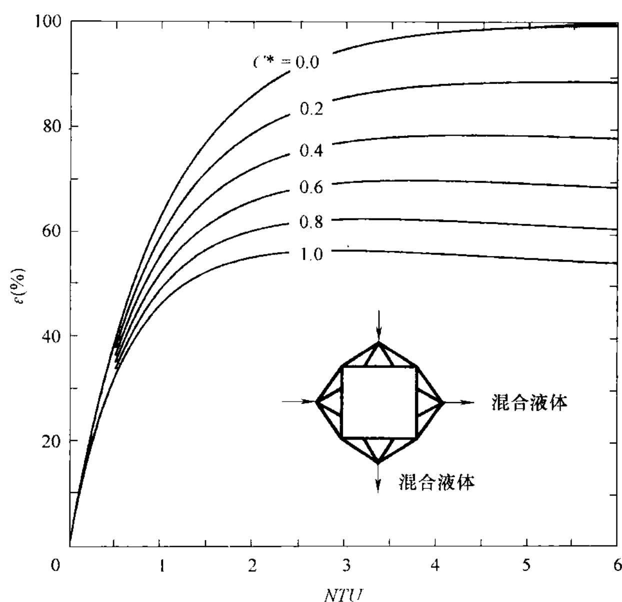


图3.11　两种流体都混合的交叉流换热器(ε 作为 C^* 和 NTU 函数)

表 3.4 已知换热器流动布置方式(NTU 作为 C^* 和 ε 的显函数)

流动形式	函数关系
逆流	$NTU=\frac{1}{1-C^*}\ln\frac{1-C^*\varepsilon}{1-\varepsilon}\quad(C^*<1)$ $NTU=\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}\quad(C^*<1)$
顺流	$NTU=\frac{\ln[1-\varepsilon(1+C^*)]}{1+C^*}$
交叉流 C_{max}(混合), C_{min}(未混合)	$NTU=-\ln\left[1+\frac{1}{C^*}\ln(1-C^*\varepsilon)\right]$
C_{max}(未混合), C_{min}(混合)	$NTU=-\frac{1}{C^*}\ln[1+C^*\ln(1-\varepsilon)]$
1-2 TEMA E 型管壳式	$NTU=\frac{1}{D}\ln\frac{2-\varepsilon(1+C^*-D)}{2-\varepsilon(1+C^*+D)}$ 这里 $D=(1+C^{*2})^{1/2}$
$C^*=0$ 的所有情况	$NTU=-\ln(1-\varepsilon)$

3.4.3 ε—NTU 结果的解释

如式(3.7)描述的那样，通常换热器的设计问题有 6 个自变量和一个或多个因变量。为了分析和简化结果，在这种方法中我们用了 3 个量纲为一量。然而，从工业角度来看，最终的目标通常是决定换热器的空间变量和感兴趣的参数，量纲为一化只是得到感兴趣的结果的“捷径”。考虑到这一点，让我们再来观察一下式(3.35)。

$$q=\varepsilon C_{min}(T_{h,i}-T_{c,i})=\varepsilon(\dot{m}c_p)_{min}(T_{h,i}-T_{c,i}) \tag{3.90}$$

如果我们提高 $C_c=C_{min}$侧流体的流量(如在水—气换热器的空气侧)，将会增加 C^* ($C^*=C_{min}/C_{max}$)，减少 NTU($NTU=UA/C_{min}$)，从而使 ε 在低流量下非线性地减小(如图3.7～图3.11 所示)。因此，在式(3.90)中，q 将随着 C_{min}的增加而线性增加，而在低流量下随着 ε 的减小非线性地减小，最终的效果是 q 增加。根据式(3.5)有

$$q=C_c(T_{c,o}-T_{c,i})=C_h(T_{h,i}-T_{h,o}) \tag{3.91}$$

因此，总体上 q 较慢的增加和 C_c 的线性增加将使($T_{c,o}-T_{c,i}$)减小，它意味着对于给定的 $T_{c,i}$，$T_{c,o}$将降低；另外根据式(3.91)，对于给定的 C_h 和 $T_{h,i}$，随着 q 的增加 $T_{h,o}$也将会降低，根据具体值的升高或降低，其结果在表 3.5 中用箭头向上或向下定性地给出。有趣的是在这个表格中，$T_{h,o}$和 $T_{c,o}$可以升高或降低，或

一个升高而另一个降低。对表格中变量的定性趋势变化的完整理解对于解释试验和分析结果及异常(或出乎意料)的实验结果是非常必要的。

表3.5 根据 ε—NTU 关系式，一个自变量值的增加对其他变量的影响

值增大的特定变量	受影响的变量					
	ε	NTU	C^*	q	$T_{h,o}$	$T_{c,o}$
$\dot{m}_h$ 或 C_h	↑	↑	↓	↑	↑	↑
$\dot{m}_c$ 或 C_c	↓	↓	↑	↑	↓	↓
$T_{h,i}$	—	—	—	↑	↑	↑
$T_{c,i}$	—	—	—	↓	↑	↑
h_c 或 A_c	↑	↑	—	↑	↓	↑
h_h 或 A_h	↑	↑	—	↑	↓	↑

注：在本表中 $C_{min}=C_c$，↑增加，—无变化，↓减少。

检查式(3.90)，在换热器中所需要的传热量 q 可以通过改变 ε 或 C_{min} 来得到，因为 $T_{h,i}-T_{c,i}$ 在许多应用中常是固定的设计值。有效度 ε 可以通过改变换热面积 A(换热器尺寸)，也即 NTU 来改变，并进而影响到成本，ε 随着 A 或 NTU 非线性渐近线式地增加。最小热容量 C_{min} 能够通过流体泵装置(风机、鼓风机、泵)调节质量流量来改变，C_{min} 的改变对 q 有直接(线性)的影响。因此，一般情况下，C_{min} 的变化对 q 影响比变化同样比例的换热器尺寸导致的 ε 的变化对 q 的影响更大。目前工业界常用的办法是维持换热有效度在60%或更低以优化换热器成本，所要求的传热量通过采用容量合适的流体泵来获得，这是影响运行成本的主要因素。因此，换热器和流体泵装置是分别选择的。然而，在换热器中为了得到期望的换热器传热量 q，更经济的方法是优化选择换热器尺寸(NTU)和流体泵功率来得到恰当的流量(即 C_{min})。

而且，式(3.90)表明如果流量 $\dot{m}$ 不足，即便对于给定的 ΔT_{max}，$\varepsilon\to100\%$，换热器也无法提高所需的传热性能。当由于制造不当或在系统中一些特定的应用和安装场合导致流体在换热器中被部分或全部堵塞时，这一点变得非常重要。

式(3.90)也表明，如果换热器的热负荷是由系统规定的，那么一个设计完美的换热器也不一定能运行得完美。例如，在汽车中采用了一台较小的发动机，那么其散热量将会减小，相应地对于同一台风扇，那么($T_{h,i}-T_{c,i}$)将减小，原换热器(即给定了 ε)将无法把乘客的空间加热到舒服的温度。更确切地说，对于小发动机，考虑到从发动机出来的冷却液的温度 $T_{h,i}$ 低于期望值(比如，70℃相对于要求的90℃)，因此即使加热器被设计得很完美，但是由于 $T_{h,i}-T_{c,i}$ 的减小，周围的空气将无法被加热到期望值(比如50℃相对于要求的65℃)。

3.4.4 流对称

对一个双流体换热器，如果改变两种流体的位置(比如将管内流变成壳侧流，将壳侧流变为管内流)，而换热有效度 ε 保持不变，则被认为是流对称；换句话说，换热器保持不变，而只是改变流体的位置，则对数平均温差修正因子 F (3.7.2 部分定义)将保持不变。因此，对于流对称换热器，如式(3.36)所示，不用考虑 C_{min} 流体是在壳侧还是在管侧。

$$\varepsilon=\phi(NTU,C^*,\text{流动布置方式}) \tag{3.92}$$

所有几何对称的换热器也都是流对称的，例如单流程逆流、顺流，两种流体都混合和两种流体都不混合的交叉流型。一些几何不对称的换热器(如 1-2 和 1-∞ TEMA E、1-1 TEMA G、1-∞ TEMA J，以及所有壳侧流体混合的换热器)也是流对称换热器。

如果换热器不是流对称，那么有效度 ε 对于换热器两侧流体的表达式是不同的，它意味着有

$$\varepsilon=\begin{cases}\phi_1(NTU,C^*,\text{流动布置方式}), & \text{如果流体 1 是 } C_{min} \text{流体} \quad (3.93a)\\ \phi_2(NTU,C^*,\text{流动布置方式}), & \text{如果流体 2 是 } C_{min} \text{流体} \quad (3.93b)\end{cases}$$

这里的 ϕ_1、ϕ_2 是不同的函数式。非流对称换热器的一些例子包括一种流体混合一种不混合的交叉流，壳侧流体不混合的 1-2 TEMA E，壳侧流体混合或不混合的 1-n TEMA E($3\leqslant n\leqslant\infty$)，1-2 TEMA G、1-1 和 1-2 TEMA H，及 1-1、1-2 和 1-4 TEMA J 型换热器。两个换热器并联耦合，或混合耦合的换热器组都是非流对称的。

例 3.2 在一台油—水换热器中，进口温度为 100℃ 的油进入换热器，其热容量为 3700W/K。水的温度为 15℃，质量流量为 0.6kg/s。$U=500\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$，传热面积为 10m²，求①逆流时的出口温度；②顺流时的出口温度。油和水的 c_p 分别为 1.88J/(g·K) 和 4.19J/(g·K)，如果油和水的对流换热热阻的比是 1.2，忽略墙壁和污垢热阻，计算逆流和顺流换热器每一端的壁面温度。

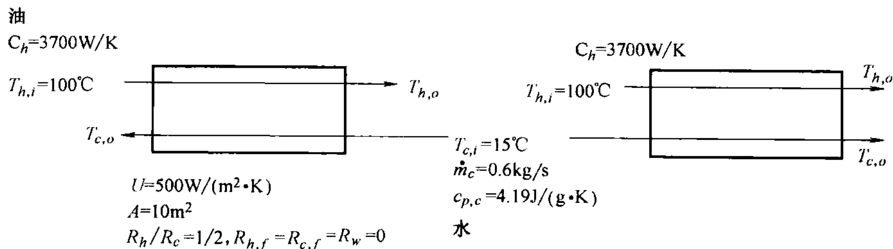
求解：

问题数据和简述：对逆流和顺流布置，流体速度，入口温度和总的传热系数是已知的(图例 3.2A)，而且给定了总换热面积和两种流体的热阻比。

确定：逆流和顺流换热器每一端($x/l=0$ 和 $x/l=1$)的壁温和流体出口温度。

假设：3.2.1 节的假设有效，换热壁和污垢热阻可忽略，油和水的热阻的比值在整个换热器中是均匀的。

分析：知道入口温度，我们可以用换热器有效度 ε 的定义求出各换热器的出口温度。为了求 ε，我们需要求出 C^* 和 NTU；求 C^*，热容量为



图例 3.2A 油—水换热器示意图

$$C_h = 3700\text{W/K}$$

$$C_c = (\dot{m}c_p)_c = 0.6\text{kg/s} \times [4.19\text{J/(g}\cdot\text{K)} \times 1000\text{g/kg}] = 2514\text{W/K}$$

这里的下标 h 和 c 分别表示热侧(油)和冷侧(水)，因此，$C_{\min} = 2514\text{W/K}$。根据式(3.56)和式(3.59)关于 C^* 和 NTU 的定义，我们有

$$C^* = \frac{C_c}{C_h} = \frac{2514}{3700} = 0.679$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{500 \times 10}{2514} = 1.989$$

① 逆流换热器：根据式(3.83)，逆流换热器的有效度为

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^*\exp[-NTU(1 - C^*)]} = \frac{1 - \exp[-1.989(1 - 0.679)]}{1 - 0.679\exp[-1.989(1 - 0.679)]} = 0.736$$

因为水是 $C_{\min}$ 流体，根据式(3.44)的有效度的定义有

$$\varepsilon = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{(T_{c,o} - 15)℃}{(100 - 15)℃} = 0.736$$

因此

$$T_{c,o} = 15℃ + 0.736 \times (100 - 15)℃ = 77.6℃$$

利用的能量平衡方程式(3.5)，我们可以得到水侧的传热量

$$q = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) = (2514\text{W/K}) \times (77.6 - 15)℃ = 157.4 \times 10^3\text{W}$$

而根据能量平衡方程式(3.5)，可得油的出口温度为

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{q}{C_h} = 100℃ - \frac{157.4 \times 10^3\text{W}}{3700\text{W/K}} = 57.5℃$$

为了得到换热器每一端的壁温(用第二个下标 I 和 II 区别)，我们利用式(3.34)，其中 $R_{h,f}$ 和 $R_{c,f} = 0$，及 $R_h/R_c = 1.2$。

$$T_{w,\text{I}} = \frac{T_{h,i} + \dfrac{R_h}{R_c}T_{c,o}}{1 + \dfrac{R_h}{R_c}} = \frac{100℃ + 1.2 \times 77.6℃}{1 + 1.2} = 87.8℃$$

$$T_{w,\text{II}}=\frac{T_{h,o}+\frac{R_h}{R_c}T_{c,i}}{1+\frac{R_h}{R_c}}=\frac{57.5℃+1.2\times15℃}{1+1.2}=34.3℃$$

② 顺流换热器：根据表3.3，顺流换热器的有效度为

$$\varepsilon=\frac{1-\exp[-NTU(1+C^*)]}{1+C^*}=\frac{1-\exp[-1.989(1+0.679)]}{1+0.679}=0.574$$

根据有效度的定义可以计算出水的出口温度为

$$\varepsilon=\frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\frac{(T_{c,o}-15)℃}{(100-15)℃}=0.574$$

所以

$$T_{c,o}=63.8℃$$

水侧换热量为

$$q=C_c(T_{c,o}-T_{c,i})=(2514\text{W/K})\times(63.8-15)℃=122.7\times10^3\text{W}$$

因此，油的出口温度为

$$T_{h,o}=T_{h,i}-\frac{q}{C_h}=100℃-\frac{122.7\times10^3\text{W}}{3700\text{W/K}}=66.8℃$$

每一端的壁温为

$$T_{w,\text{I}}=\frac{T_{h,i}+\frac{R_h}{R_c}T_{c,i}}{1+\frac{R_h}{R_c}}=\frac{100℃+1.2\times15℃}{1+1.2}=53.6℃$$

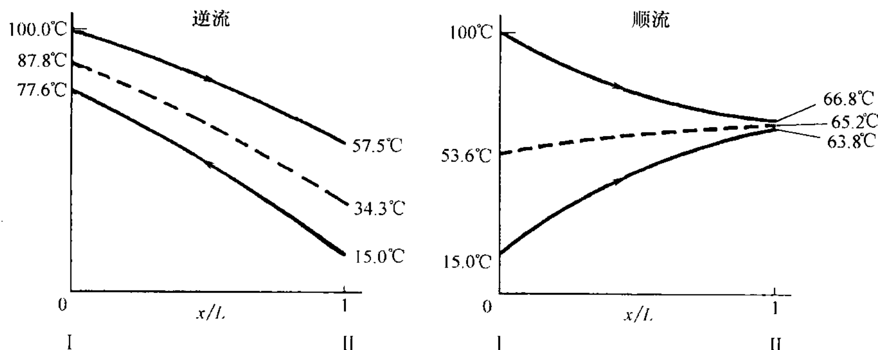
$$T_{w,\text{II}}=\frac{T_{h,o}+\frac{R_h}{R_c}T_{c,o}}{1+\frac{R_h}{R_c}}=\frac{66.8℃+1.2\times63.8℃}{1+1.2}=65.2℃$$

讨论和注释：在这个问题上，我们在 NTU、C^* 和入口温度相同的情况下比较了两种热力学性能的极端情况(逆流和顺流)。如图例3.2B所示，我们观察到下面的结果：

1）对逆流换热器，壁面温度在整个换热器上从87.8℃变化到34.3℃；对顺流换热器，其壁面温度从53.6℃变化到65.2℃。因此，相对于逆流换热器，在顺流换热器上，壁的纵向温度分配更均匀。

2）在逆流和顺流换热器上，最低的壁温分别为34.3℃和53.6℃。因此，顺流换热器的最低壁温高于逆流换热器的最低壁温。

3）类似的，顺流换热器的最高壁温低于逆流换热器的最高壁温(65.2℃对比87.8℃)。



图例3.2B　油—水换热器热力学性能比较

比较顺流换热器和具有确定的 *NTU*，C^* 和入口温度的其他的流动布置方式的换热器，可以看出上述结论也是正确的。

正如预料的那样，顺流换热器的换热量(78% = 122.7kW × 100/157.4kW)要比逆流换热器的低。然而，如果所设计的换热器的有效度低于40%，那么在 *NTU* 和入口温度相同的条件下，顺流换热器和逆流换热器的有效度和传热量没有显著的差异。对含有 SO_2 成分的排气废热回收的低有效度换热器而言，这是一个非常重要的结论。如果最低壁温维持在150℃以上，那么在大气压力下，就可以避免硫酸在换热器上冷凝。在这种情况下，顺流换热器就变得更有吸引力，因为它的最低壁温高于其他任何流动布置方式的换热器。

例3.3　散热器设计中的一个重要出发点是能够冷却在7%坡度的路上以50km/h行驶的车辆的发动机。作为设计师的责任就是确保冷却剂(50%水—50%乙醇混合物)在散热器入口(顶端水箱)的温度在散热器箱盖表压为100kPa时不超过120℃。在下列情况下，求散热器箱顶端水箱的温度：发动机的散热量 q = 35kW，空气流量为0.75kg/s，空气入口温度为53℃，水-乙醇冷却剂的流量为1.4kg/s，散热器的 UA = 1180W/K，空气和水-乙醇冷却剂的比热容分别为：1009J/(kg·K)和3664J/(kg·K)。水-乙醇冷却剂的出口温度是多少？按散热器两侧流体未混合处理。

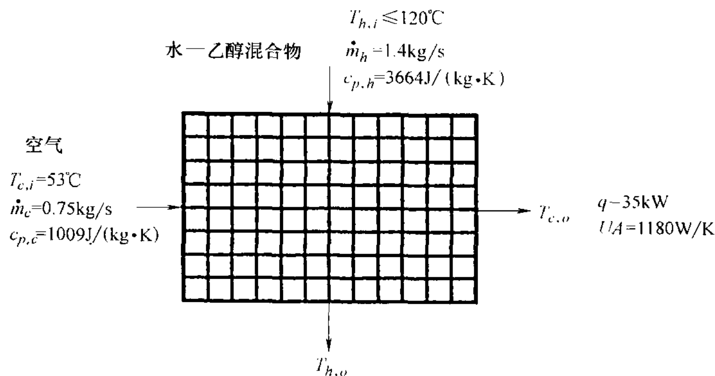
求解：

问题数据和简述：流体流量，冷流体的入口温度，传热量和总传热系数已经给出(如图例3.3所示)。

确定：热流体(水-乙醇混合物)的入口温度。

假设：流体特性和 UA 是常量，在100kPa下热流体的最大入口温度为120℃，超过了该点，流体将在发动机中沸腾。

分析：从给出的信息中我们可以求出 *NTU*，但首先，我们必须求出 C^* 和 $C_{\min}$。



图例 3.3　散热器示意图

$$C_{\text{air}} = C_c = (\dot{m}c_p)_{\text{air}} = 0.75\text{kg/s} \times 1009\text{J/(kg·K)} = 756.75\text{W/K} = C_{\min}$$

$$C_{\text{liquid}} = C_h = (\dot{m}c_p)_{\text{liquid}} = 1.4\text{kg/s} \times 3664\text{J/(kg·K)} = 5129.6\text{W/K}$$

$$C^* = \frac{C_{\text{air}}}{C_{\text{liquid}}} = \frac{756.75\text{W/K}}{5129.6\text{W/K}} = 0.148$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1180\text{W/K}}{756.75\text{W/K}} = 1.559$$

从图 3.9 或表 3.3 给出的关于两种流体都不混合的交叉流型换热器公式，我们可得

$$\varepsilon = 0.769$$

因此，根据式(3.35)，可知 $T_{h,i}$为

$$T_{h,i} = T_{c,i} + \frac{q}{\varepsilon C_{\min}} = 53℃ + \frac{35\text{kW} \times 1000\text{W/kW}}{0.769 \times 756.75\text{W/K}} = 113.1℃$$

由于该温度低于 120℃，所以设计是安全的。如果我们得到的 $T_{h,i} > 120$℃，那么可以改变散热器的设计参数(比如增加 A,即增加 UA 和 NTU)，以使得 $T_{h,i} \leqslant 120$℃。

利用能量平衡方程式(3.5)，我们可以得到水-乙醇冷却剂的出口温度为

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{q}{C_h} = 113.1℃ - \frac{35\text{kW} \times 1000\text{W/kW}}{5129.6\text{W/K}} = 106.3℃$$

讨论和注释：正如我们在 2.1.2.1 节所讨论的那样，换热器设计中两个最重要的问题是传热量和尺寸问题。然而，根据式(3.7)，对于流动布置方式一定的换热器的 6 个自变量，会产生 21 个不同的问题，稍后我们会在表 3.11 中总结。上述问题是一个例子，它超过了简单的尺寸问题(表 3.11 的问题 2 和问题 4)。

事实上，所设计的散热器要求顶部水箱的温度在最恶劣的设计工况点不超出水-乙醇冷却剂的沸腾温度(7% 坡度,空调开动,沙漠夏季条件下吹风机在最高速度下运转)；同时，风扇功率要低，以降低散热器和风扇的总成本，减少对燃料

经济性的负面影响。然而，为了简化现在的问题，UA 和空气流量已经作为输入数据的一部分给定了。

3.5 *P—NTU* 法

在 *P—NTU* 法中，换热器中热流体向冷流体的传热量表达式如下。

$$q = P_1 C_1 \Delta T_{max} = P_2 C_2 \Delta T_{max} \tag{3.94}$$

这里 P 是流体1或2的温度效率，用下标1或2区别，$C = \dot{m}c_p$ 依据相应的下标为流体1或2的热容量，入口温差为 $\Delta T_{max} = T_{h,i} - T_{c,i} = |T_{2,i} - T_{1,i}|$。如式(3.95)所示，温度效率 P，类似于 ε，量纲为一，它依赖于传热单元数、热容量比、流动布置方式。介绍了这种方法的基本原理后，我们来定义这些量纲为一量。

从历史角度来看，*P—NTU* 法甚至在20世纪40年代 ε—*NTU* 法被广泛了解以前就被用于设计管壳式换热器了，ε—*NTU* 法代表了 *P—NTU* 法的一种变体。在详细介绍这种方法之前，让我们先看看使用 *P—NTU* 法的原因。

如表3.3所示，对于只有一种流体混合的交叉型换热器，其 ε—*NTU* 关系式依据混合流体是 C_{min} 流体还是 C_{max} 流体而不同，因为如3.4.4节所讨论的那样，换热器是非流对称的，其他的非流对称换热器在3.4.4节也提到了。因此，根据哪个流体是 C_{min} 流体，将有两个 ε—*NTU* 方程式。考虑一个1-2 TEMA G型换热器，一个工况点的热容量比(管对壳)为 $C_t/C_s = 0.9$。现在，由于过程条件的变化，在同样的换热器中管侧流体流量增加了，新的 $C_t/C_s = 10/9 \approx 1.1$，在这种情况下，对相同的一台换热器，在第一个工况点，$C_t = C_{min}$，而在第二个工况点，$C_s = C_{min}$，对这两种工况点进行分析就要用到两个 ε—*NTU* 方程式，导致两个不同的 ε，所以，在计算过程中必须记住哪一个是 C_{min} 流体。

为了避免可能的错误和混乱，一种方法是根据一种流体的热容量和该流体对另外一种流体的热容量的比值 R，将该种流体的温度效率 P 表示成 *NTU* 的函数。在这种情况下，只要一个 *P—NTU* 方程式就可以满足换热器的整个运行范围，其中 R 的变化范围是 $0 \to \infty$。当然，我们仍有两个不同的方程式(非流对称换热器函数关系式，如下所示)，每一个都能包括换热器的所有运行范围($0 \leqslant R \leqslant \infty$)。

$$P_1 = \phi_1(NTU_1, R_1, \text{流动布置方式}) \quad P_2 = \phi_2(NTU_2, R_2, \text{流动布置方式}) \tag{3.95}$$

注意在 *P—NTU* 方法中，我们用了普通下标1和2表示换热器中的流体1和2，而且流体1和2可以是热流体或冷流体，或 C_{min} 流体或 C_{max} 流体。在这里我们硬性规定，流体1是壳侧流体，无论它在我们的问题中是冷流体还是热流体。对于非管壳式的换热器，我们也规定了两侧流体中的一侧为流体1，见表3.6中相应的简述。

表 3.6 当 $R_1=1$ 和 $NTU_1\to\infty$ 时不同型式的 P_1—NTU_1 表达式和 P_1 的极限值

流动形式[1]	公式号	通用公式[2]	$R_1=1$[3]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
逆流换热器，蒸汽对称	Ⅰ.1.1	$P_1=\dfrac{1-\exp[-NTU_1(1-R_1)]}{1-R_1\exp[-NTU_1(1-R_1)]}$	$P_1=\dfrac{NTU_1}{1+NTU_1}$	$P_1\to1$，$R_1\leqslant1$ $P_1\to1/R_1$，$R_1\geqslant1$
	Ⅰ.1.2	$NTU_1=\dfrac{1}{1-R_1}\ln\dfrac{1-R_1P_1}{1-P_1}$	$NTU_1=\dfrac{P_1}{1-P_1}$	$NTU_1\to\infty$
	Ⅰ.1.3	$F=1$	$F=1$	$F=1$
顺流换热器，蒸汽对称	Ⅰ.2.1	$P_1=\dfrac{1-\exp[-NTU_1(1+R_1)]}{1+R_1}$	$P_1=\dfrac{1}{2}[1-\exp(-2NTU_1)]$	$P_1\to\dfrac{1}{1+R_1}$
	Ⅰ.2.2	$NTU_1=\dfrac{1}{1+R_1}\ln\dfrac{1}{1-P_1(1+R_1)}$	$NTU_1=\dfrac{1}{2}\ln\dfrac{1}{1-2P_1}$	$NTU_1\to\infty$
	Ⅰ.2.3	$F=\dfrac{(R_1+1)\ln[(1-R_1P_1)/(1-P_1)]}{(R_1-1)\ln[1-P_1(1+R_1)]}$	$F=\dfrac{2P_1}{(P_1-1)\ln(1-2P_1)}$	$F\to0$
单程交叉流换热器，两种流体都不混合，蒸汽对称	Ⅱ.1	$P_1=1-\exp(-NTU_1)-\exp[-(1+R_1)NTU_1]\times\sum\limits_{n=1}^{\infty}\dfrac{1}{(n+1)!}R_1^n\times\sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{(n+1-j)}{j!}(NTU_j)^{n+j}$	同式(Ⅱ.1)，$R_1=1$ $P_1\approx1-\exp\left[\dfrac{NTU_1^{0.22}}{R_1}(e^{-R_1NTU_1^{0.78}}-1)\right]$ 当 $1<NTU_1<7$ 时，这个近似方程的精度在 ±1% 之内	$P_1\to1$，$R_1\leqslant1$ $P_1\to\dfrac{1}{R_1}$，$R_1\geqslant1$
单程交叉流换热器，流体1不混合，流体2混合	Ⅱ.2.1	$P_1=\dfrac{1-\exp(-KR_1)}{R_1}$ $K=1-\exp(-NTU_1)$	$P_1=1-\exp(-K)$ $K=1-\exp(-NTU_1)$	$P_1\to\dfrac{1-\exp(-R_1)}{R_1}$
	Ⅱ.2.2	$NTU_1=\ln\dfrac{1}{1+(1/R_1)\ln(1-R_1P_1)}$	$NTU_1=\ln\dfrac{1}{1+\ln(1-P_1)}$	$NTU_1\to\infty$
	Ⅱ.2.3	$F=\dfrac{\ln[(1-R_1P_1)/(1-P_1)]}{(R_1-1)\ln[1+(1/R_1)\ln(1-R_1P_1)]}$	$F=\dfrac{P_1}{(P_1-1)\ln[1+\ln(1-P_1)]}$	$F\to0$

（续）

流动形式[①]	公式号	通用公式[②]	$R_1=1$[③]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
单程交叉流换热器，流体1混合，流体2不混合	Ⅱ.3.1	$P=1-\exp\left(-\frac{K}{R_1}\right)$ $K=1-\exp(-R_1\cdot NTU_1)$	$P=1-\exp(-K)$ $K=1-\exp(-NTU_1)$	$P_1\to 1-\exp\left(-\frac{1}{R_1}\right)$
	Ⅱ.3.2	$NTU_1=\frac{1}{R_1}\ln\left[\frac{1}{1+R_1\ln(1-P_1)}\right]$	$NTU_1=\ln\frac{1}{1+\ln(1-P_1)}$	$NTU_1\to\infty$
	Ⅱ.3.3	$F=\frac{\ln[(1-R_1P_1)/(1-P_1)]}{(1-1/R_1)\ln[1+R_1\ln(1-P_1)]}$	$F=\frac{P_1}{(P_1-1)\ln[1+\ln(1-P_1)]}$	$F\to 0$
单程交叉流换热器，两种流体都混合，蒸汽对称	Ⅱ.4	$P_1=\left(\frac{1}{K_1}+\frac{R_1}{K_2}-\frac{1}{NTU_1}\right)^{-1}$ $K_1=1-\exp(-NTU_1)$ $K_2=1-\exp(-R_1\cdot NTU_1)$	$P_1=\left(\frac{2}{K_1}-\frac{1}{NTU_1}\right)^{-1}$	$P_1\to\frac{1}{1+R_1}$
1−2 TEMA E型管壳式换热器。壳侧流体混合，流动对称	Ⅲ.1.1	$P_1=\frac{2}{1+R_1+E\coth(ENTU_1/2)}$ $E=(1+R_1^2)^{1/2}$	$P_1=\frac{1}{1+\coth(NTU_1/\sqrt{2})/\sqrt{2}}$	$P_1\to\frac{2}{1+R_1+E}$
	Ⅲ.1.2	$NTU_1=\frac{1}{E}\ln\frac{2-P_1(1+R_1-E)}{2-P_1(1+R_1+E)}$	$NTU_1=\ln\frac{2-P_1}{2-3P_1}$	$NTU_1\to\infty$
	Ⅲ.1.3	$F=\frac{E\ln[(1-R_1P_1)/(1-P_1)]}{(1-R_1)\ln\left[\frac{2-P_1(1+R_1-E)}{2-P_1(1+R_1+E)}\right]}$	$F=\frac{P_1/(1-P_1)}{\ln[(2-P_1)/(2-3P_1)]}$	$F\to 0$

（续）

流动形式[1]	公式号	通用公式[2]	$R_1=1$[3]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
1-2 TEMA　E型管壳式换热器，壳侧流体分成两股分别混合	Ⅲ.2	$P_1=\frac{1}{R_1}\left[1-\frac{(2-R_1)(2E+R_1B)}{(2+R_1)(2E-R_1/B)}\right]$ $E=\exp(NTU_1)$ $B=\exp\left(-\frac{NTU_1\cdot R_1}{2}\right)$ 如同1-1　J型壳体，式(Ⅲ.10)	$P_1=\frac{1}{2}\left[1-\frac{1+E^{-2}}{2(1+NTU_1)}\right]$， $R_1=2$	$P_1\to\frac{2}{2+R_1}$， $R_1\leqslant 2$ $P_1\to\frac{1}{R_1}$，$R_1\geqslant 2$
1-3 TEMA　E型管壳式换热器，管程和壳程流体混合，一个顺流流程和两个逆流流程	Ⅲ.3	$P_1=\frac{1}{R_1}\left(1-\frac{C}{AC+B^2}\right)$ $A=\frac{X_1(R_1+\lambda_1)(R_1-\lambda_2)}{2\lambda_1}-X_3\delta-\frac{X_2(R_1+\lambda_2)(R_1-\lambda_1)}{2\lambda_2}+\frac{1}{1-R_1}$ $B=X_1(R_1-\lambda_2)-X_2(R_1-\lambda_1)+X_3\delta$ $C=X_2(3R_1+\lambda_1)-X_1(3R_1+\lambda_2)+X_3\delta$ $X_i=\frac{\exp(\lambda_i\cdot NTU_1/3)}{2\delta}$，$i=1,2,3$ $\delta=\lambda_1-\lambda_2$ $\lambda_1=-\frac{3}{2}+\left[\frac{9}{4}+R_1(R_1-1)\right]^{1/2}$ $\lambda_2=-\frac{3}{2}-\left[\frac{9}{4}+R_1(R_1-1)\right]^{1/2}$ $\lambda_3=R_1$	同式(Ⅲ.3)， $R_1=1$ $A=-\frac{\exp(-NTU_1)}{18}-\frac{\exp(NTU_1/3)}{2}+\frac{(NTU_1+5)}{9}$	$P_1\to 1$，$R_1\leqslant 1$ $P_1\to\frac{1}{R_1}$，$R_1\geqslant 1$

（续）

流动形式[1]	公式号	通用公式[2]	$R_1=1$[3]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
1-4 TEMA E型管壳式换热器，壳程和管程流体混合	Ⅲ.4	$P_1=4[2(1+R_1)+DA+R_1B]^{-1}$ $A=\coth\dfrac{DNTU_1}{4}$ $B=\tanh\dfrac{R_1NTU_1}{4}$ $D=(4+R_1^2)^{1/2}$	$P_1=4(4+\sqrt{5}A+B)^{-1}$ $A=\coth\dfrac{\sqrt{5}NTU_1}{4}$ $B=\tanh\dfrac{NTU_1}{4}$	$P_1\to\dfrac{4}{2(1+2R_1)+D-R_1}$
同式(Ⅲ.4) $n\to\infty$，换热器流动对称	Ⅲ.5	当 $n\to\infty$ 时，式(Ⅱ.4)应用于此	同式(Ⅱ.4)	同式(Ⅱ.4)
1-1 TEMA G型管壳式换热器，管程流体分成两股分别混合，壳程流体混合，流动对称	Ⅲ.6	$P_1=A+B-AB(1+R_1)+R_1AB^2$ $A=\dfrac{1}{1+R_1}\left\{1-\exp\left[-\dfrac{NTU_1(1+R_1)}{2}\right]\right\}$ $B=\dfrac{1-D}{1-R_1D}$ $D=\exp\left[-\dfrac{NTU_1(1-R_1)}{2}\right]$	同式(Ⅲ.6) $B=\dfrac{NTU_1}{2+NTU_1}$， $R_1=1$	$P_1\to1$，$R_1\leqslant1$ $P_1\to\dfrac{1}{R_1}$，$R_1\geqslant1$
整体逆流1-2 TEMA G型管壳式换热器，壳程和管程的流体在每个通道的截面处混合	Ⅲ.7	$P_1=\dfrac{B-\alpha^2}{A+2+R_1B}$ $A=\dfrac{-2R_1(1-\alpha)^2}{2+R_1}$ $B=\dfrac{4-\beta(2+R_1)}{2-R_1}$ $\alpha=\exp\left[-\dfrac{NTU_1(2+R_1)}{4}\right]$ $\beta=\exp\left[-\dfrac{NTU_1(2-R_1)}{2}\right]$	$P_1=\dfrac{1+2NTU_1-\alpha^2}{4+4NTU_1-(1-\alpha)^2}$， $R_1=2$ $\alpha=\exp(-NTU_1)$	$P_1\to\dfrac{2+R_1}{R_1^2+R_1+2}$， $R_1\leqslant2$ $P_1\to\dfrac{1}{R_1}$，$R_1\geqslant2$

（续）

流动形式①	公式号	通用公式②	$R_1=1$③时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
1-1 TEMA H型管壳式换热器，管程流体分成两股分别混合，壳程流体混合	Ⅲ.8	$P_1=E[1+(1-BR_1/2)$ $(1-AR_1/2+ABR_1)]$ $-AB(1-BR_1/2)$ $A=\frac{1}{1+R_1/2}\{1-\exp[-NTU_1(1+R_1/2)/2]\}$ $B=(1-D)/(1-R_1D/2)$, $D=\exp[-NTU_1(1-R_1/2)/2]$ $E=(A+B-ABR_1/2)/2$	同式（Ⅲ.8） $B=\frac{NTU_1}{2+NTU}$, $R_1=2$	$P_1\to\frac{4(1+R_1)-R_1^2}{(2+R_1)^2}$, $R_1\leqslant 2$ $P_1\to\frac{1}{R_1}$, $R_1\geqslant 2$
整体逆流 1-2 TEMA H型管壳式换热器，管程和壳程的流体在每个通道的截面处混合	Ⅲ.9	$P_1=\frac{1}{R_1}\left[1-\frac{(1-D)^4}{B-4G/R_1}\right]$ $B=(1+H)(1+E)^2$ $G=(1-D)^2(D^2+E^2)+D^2(1+E)^2$ $H=\frac{1-\exp(-2\beta)}{4/R_1-1}$ $E=\frac{1-\exp(-\beta)}{4/R_1-1}$ $D=\frac{1-\exp(-\alpha)}{4/R_1+1}$ $\alpha=\frac{NTU_1(4+R_1)}{8}$ $\beta=\frac{NTU_1(4-R_1)}{8}$	同式（Ⅲ.11） $H=NTU_1$ $E=\frac{NTU_1}{2}$, $R_1=4$	$P_1\to\left[R_1+\frac{(4-R_1)^3}{(4+R_1)(R_1^3+16)}\right]^{-1}$, $R_1\leqslant 4$ $P_1\to\frac{1}{R_1}$, $R_1\geqslant 4$
1-1 TEMA J型管壳式换热器，管程和壳程的流体混合	Ⅲ.10	$P_1=\frac{1}{R_1}\left[1-\frac{(2-R_1)(2A+R_1B)}{(2+R_1)(2A-R_1/B)}\right]$ $A=\exp(NTU_1)$ $B=\exp\left(-\frac{NTU_1\cdot R_1}{2}\right)$ 如同式（Ⅲ.2）	$P_1=\frac{1}{2}\left[1-\frac{1+A^{-2}}{2(1+NTU_1)}\right]$, $R_1=2$	$P_1\to\frac{2}{2+R_1}$, $R_1\leqslant 2$ $P_1\to\frac{1}{R_1}$, $R_1\geqslant 2$

（续）

流动形式①	公式号	通用公式②	$R_1=1$③时的值	$NTU_1\to\infty$时的值
1-2 TEMA J型管壳式换热器，管程和壳程的流体混合，如果流体2反向流动结果是一样的	Ⅲ.11	$P_1=\left(1+\frac{R_1}{2}+\lambda B-2\lambda CD\right)^{-1}$ $B=\frac{A^{\lambda}+1}{A_1^{\lambda}-1}$ $C=\frac{A^{(1+\lambda)/2}}{\lambda-1+(1+\lambda)A^{\lambda}}$ $D=1+\frac{\lambda A^{(\lambda-1)/2}}{A^{\lambda}-1}$ $A=\exp(NTU_1)$ $\lambda=\left(1+\frac{R_1^2}{4}\right)^{1/2}$	同式（Ⅲ.11），$R_1=1$	$P_1\to\left(1+\frac{R_1}{2}+\lambda\right)^{-1}$
1-4 TEMA J型管壳式换热器，管侧和壳侧流体混合	Ⅲ.12	$P_1=\left(1+\frac{R_1}{4}\frac{1+3E}{1+E}+\lambda B-2\lambda CD\right)-1$ $B=\frac{A^{\lambda}+1}{A^{\lambda}-1}$ $C=\frac{A^{(1+\lambda)/2}}{\lambda-1+(1+\lambda)A^{\lambda}}$ $D=1+\frac{\lambda A^{(\lambda-1)/2}}{A^{\lambda}-1}$ $A=\exp(NTU_1)$ $E=\exp\left(\frac{R_1\cdot NTU_1}{2}\right)$ $\lambda=\left(1+\frac{R_1^2}{16}\right)^{1/2}$	同式（Ⅲ.12），$R_1=1$	$P_1\to\left(1+\frac{3R_1}{4}+\lambda\right)^{-1}$

（续）

流动形式[1]	公式号	通用公式[2]	$R_1=1$[3]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
当$n\to\infty$时，1－n TEMA J型管壳式换热器的极限管壳式液态混合，对称流动	Ⅲ.13	式(Ⅱ.4)适用于此极限	同式(Ⅱ.4)	同式(Ⅱ.4)
平行耦合的n个换热器，流体2被任意分成n股	Ⅳ.1.1	$P_1=1-\prod_{i=1}^{n}(1-P_{1,A_i})$	同式(Ⅳ.1.1)	同式(Ⅳ.1.1)
	Ⅳ.1.2	$\frac{1}{R_1}=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{R_{1,A_i}}$	$1=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{R_{1,A_i}}$	同式(Ⅳ.1.2)
	Ⅳ.1.3	$NTU_1=\sum_{i=1}^{n}NTU_{1,A_i}$	同式(Ⅳ.1.3)	$NTU_1\to\infty$
当A_i全为对称流时，一系列耦合的n个换热器，总体逆流布置，且为对称流	Ⅳ.2.1	$P_1=\frac{\prod_{i=1}^{n}(1-R_1P_{1A_i})-\prod_{i=1}^{n}(1-P_{1A_i})}{\prod_{i=1}^{n}(1-R_1P_{1A_i})-R_1\prod_{i=1}^{n}(1-P_{1A_i})}$	$P_1=\frac{\sum_{i=1}^{n}[P_{1A_i}/(1-P_{1A_i})]}{1+\sum_{i=1}^{n}[P_{1,A_i}/(1-P_{1,A_i})]}$	同式(Ⅳ.2.1) 逆流
	Ⅳ.2.2	$R_1=R_{1,A_i},\ i=1,\cdots,n$	$1=R_{1,A_i},\ i=1,\cdots,n$	同式(Ⅳ.2.2)
	Ⅳ.2.3	$NTU_1=\sum_{i=1}^{n}NTU_{1,A_i}$	同式(Ⅳ.2.3)	同式(Ⅳ.2.3)
	Ⅳ.2.4	$F=\frac{1}{NTU_1}\sum_{i=1}^{n}NTU_{1,A_i}\cdot F_{A_i}$	同式(Ⅳ.2.4)	同式(Ⅳ.2.4)
当A_i全为对称流时，一系列耦合的n个换热器，总体逆流布置，且为对称流	Ⅳ.3.1	$P_1=\frac{1}{1+R_1}\left\{1-\prod_{i=1}^{n}[1-(1+R_1)P_{1,A_i}]\right\}$	$P_1=\frac{1}{2}\left[1-\prod_{i=1}^{n}(1-2P_{1,A_i})\right]$	同式(Ⅳ.3.1)
	Ⅳ.3.2	$R_1=R_{1,A_i},\ i=1,\cdots,n$	$1=R_{1,A_i},\ i=1,\cdots,n$	同式(Ⅳ.3.2)
	Ⅳ.3.3	$NTU_1=\sum_{i=1}^{n}NTU_{1,A_i}$	同式(Ⅳ.3.3)	$NTU_1\to\infty$

（续）

流动形式[1]	公式号	通用公式[2]	$R_1=1$[3]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
在所有板片数 $N\to\infty$ 的板式换热器的方程中（方程数至少为V），单流程顺流和逆流温度效率是以隐式形式表示的。它们的显示形式如下，x、y 分别代表适当的传热单元数和热容量。				
		单流程顺流	单流程逆流	
		$P_p(x,y)=\dfrac{1-\exp[-x(1+y)]}{1+y}$	$P_c(x,y)=\dfrac{1-\exp[-x(1-y)]}{1-y\exp[-x(1-y)]}$	
		$P_p(x,1)=\dfrac{1}{2}[1-\exp(-2x)]$	$P_c(x,1)=\dfrac{x}{1+x}$	
		$P_p(\infty,y)=\dfrac{1}{1+y}$	$P_c(\infty,y)=\begin{cases}1, & y<1\\ 1/y, & y\geqslant 1\end{cases}$	
1流程-1流程顺流板式换热器，对称流	V.1	$P_1=A$ $A=P_p(NTU_1,R_1)$ P_1 同式（Ⅰ.2.1）	$P_1=\dfrac{1-\exp(-2NTU_1)}{2}$	$P_1=\dfrac{1}{1+R_1}$
1流程-1流程逆流板式换热器，对称流	V.2	$P_1=B$ $B=P_c(NTU_1,R_1)$ P_1 同式（Ⅰ.1.1）	$P_1=\dfrac{NTU_1}{1+NTU_1}$	$P_1=\begin{cases}1, & R_1\leqslant 1\\ \dfrac{1}{R_1}, & R_1>1\end{cases}$
1流程-2流程 平板换热器	V.3	$P_1=\dfrac{1}{2}\left(A+B-\dfrac{1}{2}ABR_1\right)$ $A=P_p\left(NTU_1,\dfrac{R_1}{2}\right)$ $B=P_c\left(NTU_1,\dfrac{R_1}{2}\right)$	同式（V.3） $B=\dfrac{NTU_1}{1+NTU_1}$， $R_1=2$	$P_1=\begin{cases}\dfrac{2}{2+R_1}, & R_1\leqslant 2\\ \dfrac{1}{R_1}, & R_1>2\end{cases}$

（续）

流动形式[①]	公式号	通用公式[②]	$R_1=1$[③]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
1流程-3流程 带有2个尾部顺流通道的平板换热器	V.4	$P_1=\frac{1}{3}\left[B+A\left(1-\frac{R_1B}{3}\right)\left(2-\frac{R_1A}{3}\right)\right]$ $A=P_p\left(NTU_1,\frac{R_1}{3}\right)$ $B=P_c\left(NTU_1,\frac{R_1}{3}\right)$	同式 Eq.（V.4） $B=\frac{NTU_1}{1+NTU_1}$, $R_1=3$	$P_1=\begin{cases}\frac{9+R_1}{(3+R_1)^2}, & R_1\leqslant 3\\ \frac{1}{R_1}, & R_1>3\end{cases}$
1流程-3流程 带有2个尾部逆流通道的平板换热器	V.5	$P_1=\frac{1}{3}\left[A+B\left(1-\frac{R_1A}{3}\right)\left(2-\frac{R_1B}{3}\right)\right]$ $A=P_p\left(NTU_1,\frac{R_1}{3}\right)$ $B=P_c\left(NTU_1,\frac{R_1}{3}\right)$	同式 Eq.（V.5） $B=\frac{NTU_1}{1+NTU_1}$, $R_1=3$	$P_1=\begin{cases}\frac{9-R_1}{9+3R_1}, & R_1\leqslant 3\\ \frac{1}{R_1}, & R_1>3\end{cases}$
1流程-4流程 板式换热器	V.6	$P_1=\frac{1-Q}{R_1}$ $Q=\left(1-\frac{AR_1}{4}\right)^2\left(1-\frac{BR_1}{4}\right)^2$ $A=P_p\left(NTU_1,\frac{R_1}{4}\right)$ $B=P_c\left(NTU_1,\frac{R_1}{4}\right)$	同式（V.6） $B=\frac{NTU_1}{1+NTU_1}$, $R_1=4$	$P_1=\begin{cases}\frac{16}{(4+R_1)^2}, & R_1\leqslant 4\\ \frac{1}{R_1}, & R_1>4\end{cases}$
2流程-2流程 整体顺流且有独立通道的顺流板式换热器，对称流	V.7	P_1 取值同式（V.1）	同式（V.1）	同式（V.1）

（续）

流动形式[1]	公式号	通用公式[2]	$R_1=1$[3]时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
2流程-2流程 整体顺流且有独立通道的逆流板式换热器，对称流	V.8	$P_1=B[2-B(1+R_1)]$ $B=P_c\left(\frac{NTU_1}{2},R_1\right)$	同式（V.8） $B=\frac{NTU_1}{2+NTU_1}$, $R_1=1$	$P_1=\begin{cases}1-R_1, & R_1\leqslant 1\\ \frac{R_1-1}{R_1^2}, & R_1>1\end{cases}$
2流程-2流程 整体逆流且有独立流程的顺流板式换热器，对称流	V.9	$P_1=\frac{2A-A^2(1+R_1)}{1-R_1A^2}$ $A=P_p\left(\frac{NTU_1}{2},R_1\right)$	同式（V.9）	$P_1=\frac{1+R_1}{1+R_1+R_1^2}$
2流程-2流程 整体逆流且有独立流程的逆流板式换热器,对称流	V.10	P_1 同式（V.2）	同式（V.2）	同式（V.2）
2流程-3流程 整体顺流板式换热器	V.11	$P_1=A+B-\left(\frac{2}{9}+\frac{D}{3}\right)(A^2+B^2)-$ $\left(\frac{5}{9}+\frac{4D}{3}\right)AB+$ $\frac{D(1+D)AB(A+B)}{3}-$ $\frac{D^2A^2B^2}{9}$	同式（V.11） $B=\frac{NTU_1}{2+NTU_1}$, $R_1=\frac{3}{2}$	$P_1=\begin{cases}\frac{9-2R_1}{9+6R_1}, & R_1\leqslant\frac{3}{2}\\ \frac{4R_1^2+2R_1-3}{2R_1^2(3+2R_1)}, & R_1>\frac{3}{2}\end{cases}$

（续）

流动形式①	公式号	通用公式②	$R_1=1$③时的值	$NTU_1\to\infty$ 时的值
2流程-3流程 板式整体逆流换热器	V.12	$P_1=\frac{A+0.5B+0.5C+D}{R_1}$ $A=\frac{2R_1EF^2-2EF+F-F^2}{2R_1E^2F^2-E^2-F^2-2EF+E+F}$ $B=\frac{A(E-1)}{F}$; $C=\frac{1-A}{E}$ $D=R_1E^2C-R_1E+R_1-\frac{C}{2}$ $E=\frac{1}{2R_1G/3}$; $F=\frac{1}{2R_1H/3}$ $G=P_c\left(\frac{NTU_1}{2},\frac{2R_1}{3}\right)$ $H=P_p\left(\frac{NTU_1}{2},\frac{2R_1}{3}\right)$	同式（V.12） $G=\frac{NTU_1}{2+NTU_1}$, $R_1=\frac{3}{2}$	$P_1=\begin{cases}\frac{27+12R_1-4R_1^2}{27+12R_1+4R_1^2}, & R_1\leqslant\frac{3}{2}\\ \frac{1}{R_1}, & R_1>\frac{3}{2}\end{cases}$
2流程-4流程板式整体顺流换热器	V.13	$P_1=2D-(1+R_1)D^2$ $D=\frac{A+B-ABR_1/2}{2}$ $A=P_p\left(\frac{NTU_1}{2},\frac{R_1}{2}\right)$ $B=P_c\left(\frac{NTU_1}{2},\frac{R_1}{2}\right)$	同式（V.13） $B=\frac{NTU_1}{2+NTU_1}$, $R_1=2$	$P_1=\begin{cases}\frac{4}{(2+R_1)^2}, R_1\leqslant2\\ \frac{R_1-1}{R_1^2}, R_1>2\end{cases}$
2流程-4流程板式换热器整体逆流	V.14	$P_1=\frac{2D-(1+R_1)D^2}{1-D^2}$ $D=\frac{A+B-ABR_1/2}{2}$ $A=P_p\left(\frac{NTU_1}{2},\frac{R_1}{2}\right)$ $B=P_c\left(\frac{NTU_1}{2},\frac{R_1}{2}\right)$	同式（V.14） $B=\frac{NTU_1}{2+NTU_1}$, $R_1=2$	$P_1=\begin{cases}\frac{4}{(4+R_1)^2}, R_1\leqslant2\\ \frac{1}{R_1}, R_1>2\end{cases}$

① 对那些没有明确提及“对称流动”流动形式，它们是不均匀的。

② 表内所有的方程都是基于流体1侧的。可通过下面的关系式将它们转化为基于流体2侧：①对于流对称换热器，将 P_1、NTU_1 和 R_1 改为 P_2、NTU_2 和 R_2；②对于非流对称换热器，可用下面的关系式将 P_1—NTU_1—R_1 转化为 P_2—NTU_2—R_2：$P_1=P_2R_2$，$NTU_1=NTU_2R_2$ 和 $R_1=1/R_2$。

③ 除特殊规定取 $R_1=1$ 时的值。

对于一个非流对称的换热器，在使用恰当的 ε—NTU 公式之前在计算机程序中记住哪种流体是 C_{min} 流体或许根本不成问题。然而，确定一个全新的且流动布置方式复杂的工业换热器是否为流对称或非流对称或许是不可能的。如果我们采用 P—NTU 方法，那么就无需知道这个实事，P—NTU 公式依赖于流动布置方式（像 ε—NTU 方程一样），而不依赖于 C_s 或 C_t（或 C_{min}）作为附加的变量（与 ε—NTU 方法不同）。因此，这就是 P—NTU 方法明显优于 ε—NTU 方法的地方。注意无论换热器流动布置方式如何复杂，通过链式规则（Pignotti 和 Shah，1992；Sehulic 等，1999）都有可能获得一个闭合形式的 P—NTU 公式。现在让我们来定义该方法中的 P、NTU 和 R。

3.5.1 温度效率 P

温度效率 P 类似于在管壳式换热器文献中提到的热力有效度，对于双流体换热器中的每一种流体，它的形式是不同的。对于流体 1 它被定义为流体 1 的温度变化（升高或降低）与两流体入口温差的比率（无论流体 1 是冷流体或热流体）。

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \tag{3.96}$$

同样，流体 2 的温度效率被定义为

$$P_2 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \tag{3.97}$$

可以看出

$$P_1 = P_2 R_2 \quad P_2 = P_1 R_1 \tag{3.98}$$

这里的 R_1 和 R_2 将在后面的式（3.105）和式（3.106）中定义。注意式（3.96）和式（3.97）定义的温度效率和式（3.51）、式（3.52）中定义的相同。

比较式（3.44）和式（3.96）发现，温度效率 P_1 和换热器有效度 ε 有下列关系。

$$P_1 = \frac{C_{min}}{C_1}\varepsilon = \begin{cases} \varepsilon, & C_1 = C_{min} \\ \varepsilon C^*, & C_1 = C_{max} \end{cases} \tag{3.99}$$

同样

$$P_2 = \frac{C_{min}}{C_2}\varepsilon = \begin{cases} \varepsilon, & C_2 = C_{min} \\ \varepsilon C^*, & C_2 = C_{max} \end{cases} \tag{3.100}$$

因此，P_1 和 P_2 的值将总是小于或等于 ε。

3.5.2 传热单元数 NTU

传热单元数 NTU_1 和 NTU_2 的定义如下。

$$NTU_1 = \frac{UA}{C_1} \quad NTU_2 = \frac{UA}{C_2} \tag{3.101}$$

可以看出 $$NTU_1 = NTU_2 R_2 \quad NTU_2 = NTU_1 R_1 \tag{3.102}$$
基于 C_{min}，这些 NTU_i 和 NTU 的关系为

$$NTU_1 = NTU\frac{C_{min}}{C_1} = \begin{cases} NTU, & C_1 = C_{min} \\ NTU\ C^*, & C_1 = C_{max} \end{cases} \tag{3.103}$$

$$NTU_2 = NTU\frac{C_{min}}{C_2} = \begin{cases} NTU, & C_2 = C_{min} \\ NTU\ C^*, & C_2 = C_{max} \end{cases} \tag{3.104}$$

因此，NTU_i 总是低于或等于 NTU。

3.5.3 热容量比 *R*

热容量比 R 定义如下：

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}} \tag{3.105}$$

$$R_2 = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \tag{3.106}$$

因此 $$R_1 = \frac{1}{R_2} \tag{3.107}$$

将式(3.56)和式(3.105)、式(3.106)进行比较，我们得到

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \begin{cases} C^*, & C_1 = C_{min} \\ \dfrac{1}{C^*}, & C_1 = C_{max} \end{cases} \tag{3.108}$$

$$R_2 = \frac{C_2}{C_1} = \begin{cases} C^*, & C_2 = C_{min} \\ \dfrac{1}{C^*}, & C_2 = C_{max} \end{cases} \tag{3.109}$$

因此，R_1 和 R_2 总是大于或等于 C^*。R_1 和 R_2 的取值范围是从 $0 \sim \infty$，0 对应着纯水蒸气凝结，无穷大对应着纯液体蒸发。

3.5.4 总 *P—NTU* 函数关系

类似于换热器有效度 ε，温度效率 P_1 是 NTU_1、R_1 和流动布置方式的函数 ϕ_1，即

$$P_1 = \phi_1(NTU_1, R_1, \text{流动布置方式}) \tag{3.110}$$

类似地，P_2 是 NTU_2、R_2 和流动布置方式的函数 ϕ_2。因此，函数 ϕ_1 和 ϕ_2 将依赖于换热器流动布置方式，对于非流对称换热器是不同的(即显式不同)。

P—NTU 结果常列于半对数的坐标中，其原因在于 *P—NTU* 起源于管壳式换热器，而管壳式换热器最有用的 *NTU* 范围是 0.2 ~0.3，因此，选用对数刻度将 *NTU* 在 0.2 ~0.3 的范围放大，以便于将 *NTU* 的值更精确地在图上表示出来，这

是电脑时代以前的情况。

3.6 *P—NTU* 关系式

如3.5节所述，P 是 NTU、R 和流动布置方式的函数，这里的 P、NTU、R 应该始终基于流体1或2来定义，因为在推导 ε—NTU 关系式时，基本能量平衡和传热方程对于以上所涉及的定义是相同的，所以在这里我们不去推导任何特定的 P—NTU 关系式，而是列出壳侧流体混合的1-2　TEMA　E型换热器的结果，讨论温度交叉和多流程的概念来强调一些结果的特性，以及对更复杂的流动布置方式如何求解。表3.6列出了许多具有不同流动布置方式的换热器的 P—NTU 的显式。必须强调的是表3.6中的所有表达式都是以 P_1、NTU_1 和 R_1 的形式给出的，而流体1按左边第一列定义，如果有人需要流体2的显式，则需要用 $P_1=P_2R_2$、$NTU_1=NTU_2R_2$ 和 $R_1=1/R_2$ 来代替流体1表达式中的 P_1、NTU_1 和 R_1 以获得 P_2 对 NTU_2 和 R_2 的显式。

3.6.1　平行逆流换热器、壳侧流体混合、1-2　TEMA　E型壳体

3.6.1.1　*P—NTU* 关系式

这个换热器具有一个壳程，偶数个管程（很少用奇数管程）。最简单的流动布置方式是一个壳程，二个管程，简记为1-2换热器。对这样一个换热器，相对于管子的折流端有两种不同的管口安排，如图3.12所示，该图还包括了其理想

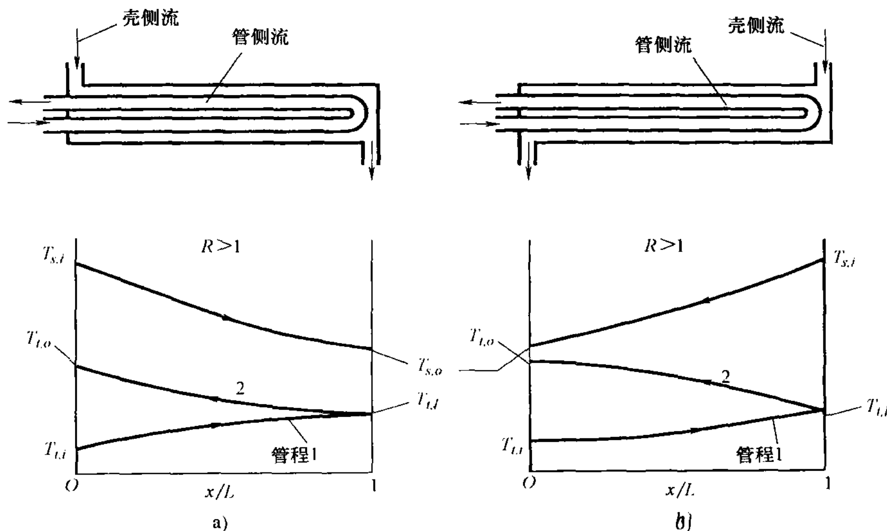


图3.12　低 NTU 值情况下壳侧流体混合的1-2　TEMA　E型换热器的理想温度分布

化的温度分布。注意，相对于壳侧流体的流动方向，管内流体在第一管程中是逆流，在第二管程中是顺流。

虽然这个换热器不是几何对称的，但如果在每个横截面上壳侧流体被认为是完全混合(见3.4.1.4节)，那么它将是很好的流对称，因此，在 NTU 和 R 相同的情况下，图3.12a和图3.12b中的换热器的温度效率 P 是相同的。换句话说，不管换热器的入口管口位于哪端，理论 P 值并没有任何不同，而且，不管是管内流体还是壳侧流体或两种流体一起，其流动方向都可以互换，而对给定的 NTU 和 R 值，P 仍然保持相同。注意在所有的这些情况下，所有四个终端温度和第一管程终端处的管内流体温度 $T_{t,l}$ 将会相同，如图3.12a所示。这种流动布置方式的 P—NTU 显式列于表3.6，其结果示于图3.13。从该图可以清楚地看到，当 $NTU_1 \to \infty$ 和 $R_1 > 0$ 时，P_1 小于1。而且，对于所有的 R_1 值，P_1 随 NTU_1 单调增加，且趋于渐近值。

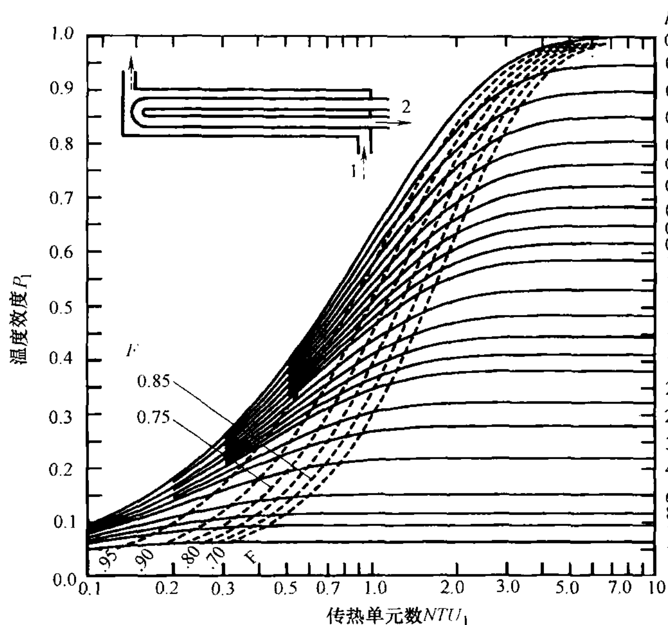


图3.13 对壳侧流体混合的1-2 TEMA E型换热器

(P_1 作为 NTU_1 和 R_1 的函数；F 系数线为参考坐标)

对于1-n 换热器(一个壳程，偶数 n 个管程且壳侧流体混合)，其 P_1—NTU_1 关系式也列于表3.6中。注意，1-n 换热器($n \geq 4$)是非流对称的。对于给定的 NTU_1 和 R_1，1-n 换热器($n > 2$ 且为偶数)的温度效率 P_1 比1-2型换热器的要低。相对于1-2型换热器，1-n 型换热器 P_1 的最大减小值在 $R_1 = 1$ 处。在 $R_1 = 1$ 时的

1-n 型换热器温度效率示于表 3.7。观察表 3.7 可以发现，如果将表 3.6 中对于 1-2 型换热器的 P_1—NTU_1 的表达式用于 1-n 型换热器($n \geq 4$,且为偶数)，所造成的误差在低 NTU_1 值($NTU_1 < 3$)时可以忽略，特别是当 $R_1 \neq 1$ 时。然而如果这个误差是不可接受的，建议用 1-4 型换热器的 P_1—NTU 表达式[见表 3.6 中方程(Ⅲ.4)]来计算 1-n 型换热器($n > 4$ 且为偶数)。当 $n \to \infty$ 时，1-n 型换热器有效度接近于两种流体都混合的交叉流换热器，其公式见表 3.6 的式(Ⅲ.5)。

表 3.7　1-n 型换热器有效度作为 NTU_1 的一个函数($R_1 = 1$)

NTU_1	P_1 的值对应于 1-n 型换热器						
	1-2	1-4	1-6	1-8	1-10	1-12	1-∞
1.0	0.463	0.463	0.463	0.463	0.463	0.463	0.462
2.0	0.557	0.553	0.553	0.552	0.552	0.552	0.552
3.0	0.579	0.569	0.567	0.566	0.566	0.566	0.563
4.0	0.584	0.568	0.564	0.562	0.561	0.561	0.559
5.0	0.585	0.564	0.558	0.555	0.554	0.553	0.551
6.0	0.586	0.560	0.552	0.549	0.547	0.546	0.544

为了和图 3.13 中 1-2　TEMA　E 换热器进行比较，1-2　TEMA　G、1-2　TEMA　H 和 J 换热器的 P—NTU 的结果分别列在了图 3.14、图 3.15 和图 3.16 中。

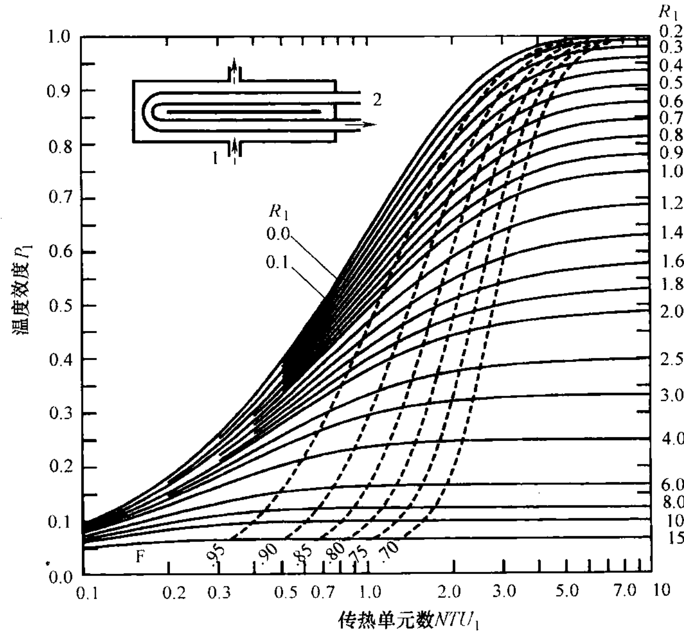


图 3.14　对于整体为逆流，壳侧和管侧流体都混合的 1-2　TEMA　G(分流)换热器(P_1 作为 NTU_1 和 R_1 的函数)(摘自 Shah 和 Pignotti,1989)

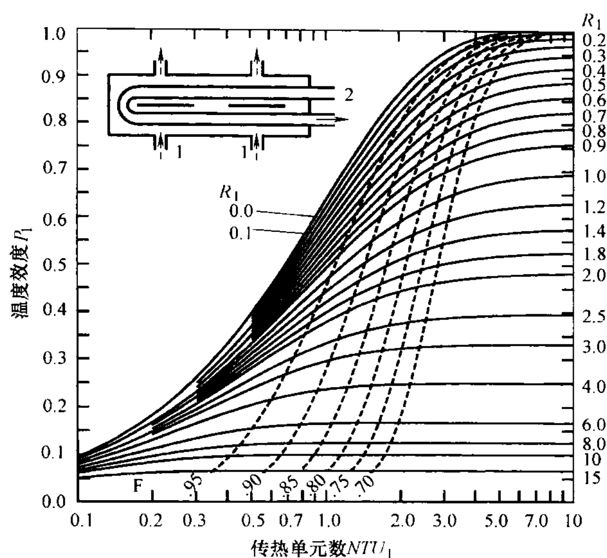


图 3.15 整流为逆流，在每个流程中壳侧和管侧流体都混合的 1-2 TEMA H 型（双分流）换热器（P_1 作为 NTU_1 和 R_1 的函数）（摘自 Shah 和 Pignotti，1989）

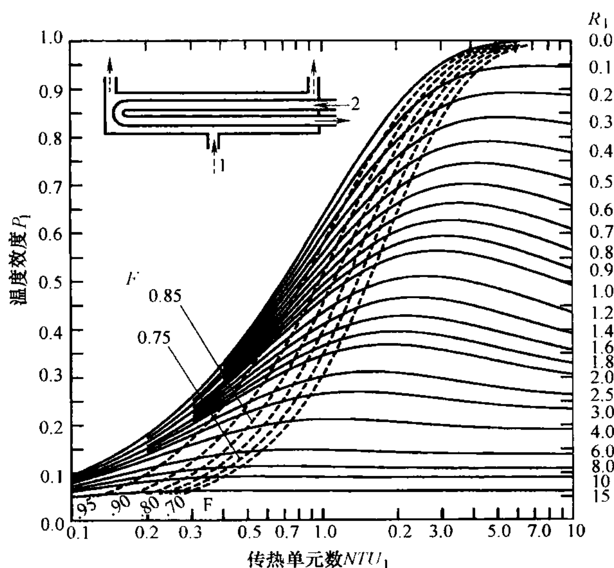


图 3.16 整体可以是逆流或顺流，壳侧流体混合的 1-2 TEMA J 型换热器（P_1 作为 NTU_1 和 R_1 的函数）（摘自 Shah 和 Pignotti，1989）

3.6.1.2　温度交叉[⊖]

如前面所给出的定义，温度交叉是指冷流体的出口温度 $T_{c,o}$ 大于热流体出口温度 $T_{h,o}$，在这种情况下，温度交叉数值是 $T_{c,o}-T_{h,o}$。它的名字源于换热器中冷、热流体温度分布的假想交叉（如图 1.50 所示的逆流换热器）或真实的交叉（如图 3.17b 所示的 1-2　TEAM　E 换热器）。注意到在换热器内，在第二管程超过点 X（图 3.17b）后，管内流体温度高于对应轴向点上的壳侧流体的温度。

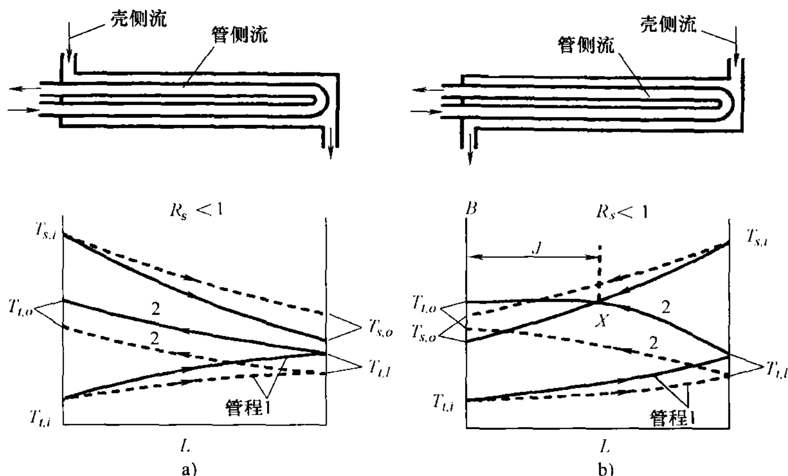


图 3.17　壳侧流体混合的 1-2　TEMA　E 型换热器的理想温度分布曲线
a）实线对应于高 NTU_2 值　b）虚线对应于低 NTU_2 值

为了进一步理解温度交叉，考虑一个 1-2 型换热器，相对于管内流体的流动方向，换热器壳侧流体有两种可能的流动方向，如图 3.17 所示。因为 1-2 型换热器相对于 P 或 F 是对称的，所以对壳侧流混合的情况，不管壳侧流的流动方向如何，也无论壳侧流是热流体还是冷流体，换热器总的性能是不变的。在图 3.17 中实线温度分布曲线是对应于高 NTU_s 值的情况，在 NTU_s 和 R_s 相同的两种情况下，P_s 和 F 是相同的。与此类似，图 3.17 中的虚线温度分布曲线对应于低 NTU_s 值的情况，虽然与实线情况不同，P_s 和 F 仍然是相同的。图 3.17b 中的温度分布表明对于高 NTU_s 值的情况，在第二管程中壳侧和管侧流体存在一个温度交叉。在这种情况下的 J 区域，第二管程的管内流体传热给壳侧流体。这与初始

⊖　在本节所有的讨论中，我们只考虑外部温度交叉。关于外部和内部温度交叉可参考 11.4.1 节。在本节中，壳侧流体被认为是热流体，管内流体被认为是冷流体，热量从壳侧流体传给管内流体。但是对于壳侧流体为冷流体，管内流体为热流体的情况，本节中所有的讨论和结果也都有效。

的设计目的是相违背的，理想情况下，在两个流程里，热量应该只作单向传递(图3.17是壳侧流向管内传热)。温度交叉可以定性地分析如下：虽然附加的面积(高 NTU_s 或低 F)在第一管程的末端对提高管内流体的 $T_{t,l}$ 是有效的，在第二管程中在到达 X 点前温度也是升高的，过了这一点，壳侧流体温度低于管侧温度，因为我们已经假定横截面上壳侧流体是混合的，所以它被第一管程迅速冷却。因此，从热力设计的角度看，在 X 点左边的第二管程的额外面积将不再有用。观察图3.13的确可以看出对于给定的 R_s，P_s 随 NTU 单调增加。因此，从热力设计的角度讲，第二个管程位于 X 点左侧的额外的传热面积是无用的。观察图3.13的确可以看出对于一个确定的 R_s，P_s 随 NTU_s 单调增加，虽然随着 NTU_s 的增加，P_s 增加的速率将会降低。因此，增加 NTU_s(或减小 F)将导致图3.17b中 $T_{t,l}$ 和总的 P_s 更高，也使得温度交叉增加(X 点将随着 NTU_s 增加而向右移)。理论上讲，对于恒定的 U 和无限大表面积，最大可能的温度交叉为

$$T_{t,o,\max} - T_{s,o} = T_{s,o} - T_{t,i} \tag{3.111}$$

这个公式是通过在图3.17b中管子转弯处(BB 截面)应用传热方程推导出来的，第二管程中从管内流体传给壳侧流体的传热量等于第一管程中从壳侧流体传给管内流体的传热量。

现在改变壳侧管口的位置，如图3.17a所示，虽然由于壳侧和第二管程流体的流动呈逆流，温度交叉($T_{t,o} - T_{s,o}$)的确存在，但是我们发现并没有明显的温度分布的交叉。注意在逆流换热器中，冷流体的出口温度可以高于热流体的出口温度(如图1.50所示)。这种情况会有外部的温度交叉。必须强调 $T_{t,l}$ 永远不能超过 $T_{s,o}$，因为壳侧流体和第一管程内流体所体现的是一个顺流换热器，如图3.17a所示。

温度交叉不是我们所需要的，尤其是对于管壳式换热器，因为管侧表面积没有被有效利用。在管壳式换热器中，一个“好的”设计可以避免温度交叉。理论上讲，最佳的设计应该是温度交叉(或温度交汇)出现在第二管程的末端，即

$$T_{t.o} = T_{s,o} \quad 或 \quad T_{t.o} - T_{s,o} = 0 \tag{3.112}$$

现在有

$$\frac{T_{t,o} - T_{s,o}}{T_{s,i} - T_{t,i}} = \frac{T_{t,o} - T_{t,i} + T_{t,i} - T_{s,i} + T_{s,i} - T_{s,o}}{T_{s,i} - T_{t,i}} = P_t - 1 + P_s = P_t - 1 + P_t R_t = 0 \tag{3.113}$$

这里的 P_t 和 P_s 是由式(3.96)和式(3.97)的定义来代替的，最后的零值来自于式(3.112)。用1和2来代替 t 和 s 后，式(3.113)可以简化[用式(3.98)]为下面的形式。

$$P_1 + P_2 = 1 \quad P_1 = \frac{1}{1 + R_1} \quad P_2 = \frac{1}{1 + R_2} \tag{3.114}$$

因此，对于给定的 R，式(3.114)给出了 P 的极限(最大)值；相应地，对表3.6所列出的1-2 TEMA E型换热器，由 NTU 方程式算出的 NTU 的值给出了 NTU_s 的极限(最大)值，超过这个值将会有温度交叉。1-2型换热器的这些极限值作为 F_{min} 线表示在了图3.26上。这些值的含意将在11.4节进行详细讨论，其对所有有温度交叉的换热器均有效。

换热器出口温度交叉(交汇)的概念可用来确定是该采用单壳程还是串联的多壳程，从而既能满足热负荷的要求，又不会在任何一个壳体里产生温度交叉。假设所要求的热流体的进、出口温度分别为310℃和185℃，冷流体的进、出口温度分别为105℃和275℃，假定比热容呈线性变化，那么整体为逆流的换热器的热流体和冷流体的温度分布曲线将如图3.18所示(水平刻度的长度是随意定的)。现在从冷流体的出口温度画一条水平线，直到与热流体的温度线相交[⊖]，然后从该点再画一条垂直线。不断地进行这个过程直到水平线和右边的坐标相交。水平线的数量(图3.18中为3)就表明了在换热器中避免温度交叉所需要的壳程数。用这种方法不需要作详细的热力分析就可以求出要多少个壳体来避免温度交叉。

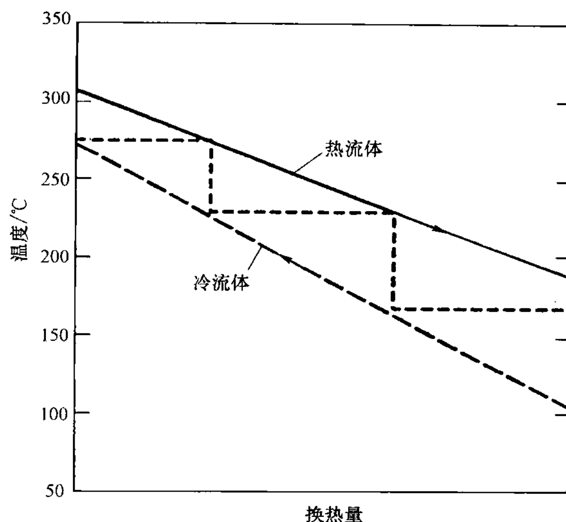


图3.18 在1-2 TEMA E换热器中避免温度交叉所需要的壳体数的估算(摘自Bell,1998)。

3.6.2 多流程换热器

如1.6节开始所定义的那样，多流程换热器是一个单体换热器，它的一种或两种流体拥有多个流程。一个换热器阵列是由多个单独的换热器按指定的排列方式相互连接在一起。如果对于给定的一个换热器阵列，两种流体相同，那么下面给出的分析将会适用。然而，在石化和精炼工业应用过程中，往往有许多个换热

⊖ 这条水平线确定了温度交叉发生在每个管壳式换热器的出口截面。

器连在一起形成一个换热器“串”，涉及的流体也多于两种(虽然任何一个给定的换热器可能只有两种流体)。对这种换热器“串”进行传热分析超出了本书的范围。现在我们来推导多流程扩展表面换热器、管壳式换热器、板式换热器及其他结构型式的换热器，包括换热器阵列的总有效度和相应的结果。下面分析要用到一个重要的附加假定：单个流体在流程或换热器之间完全混合。

3.6.2.1　多流程交叉流换热器及换热器阵列

流动方式可以分成以下几类：①一个多流程交叉流换热器的 n 个流程或一个换热器阵列的 n 个单体换热器串联耦合，整体为逆流或顺流；②一个多流程交叉流换热器的 n 个流程或一个换热器阵列的 n 个单体换热器并联耦合；③串联和并联的组合，或其他形式的多流程换热器阵列的混合。现在对每一类的 P—NTU 表达式分别进行论述。

1. 串联耦合：整体为逆流　考虑两台换热器 A 和 B 按如图 3.19a 所示串联耦合，如果将两个换热器看做是一个多流程交叉流换热器中的两个流程，那么下面的结论同样有效。图 3.19b 给出的是其等价连接换热器 C。在这个图中各温度用两个下标表示：第一个下标指流体 1 或流体 2，第二个下标指流程或换热器当地出口的平均终端温度。换热器 A 和 B 中流体 1 的温度效率由它们的定义式[方程(3.96)]给出，有

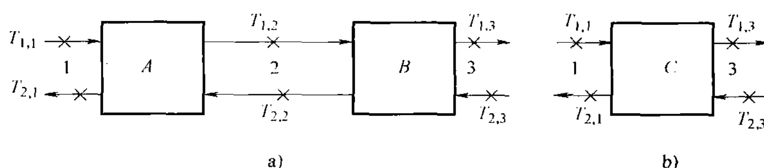


图 3.19　整体逆流串联耦合

a) 换热器 A 和 B 串联耦合(整体为逆流)　b) 等效连接换热器 C

$$P_{1,A}=\frac{T_{1,2}-T_{1,1}}{T_{2,2}-T_{1,1}}\qquad P_{1,B}=\frac{T_{1,3}-T_{1,2}}{T_{2,3}-T_{1,2}}\tag{3.115}$$

对于等效连接换热器 C 有

$$P_{1,C}=\frac{T_{1,3}-T_{1,1}}{T_{2,3}-T_{1,1}}\tag{3.116}$$

同时，我们也需要以图 3.19 中温度的形式表达的热容量比 $R_1=C_1/C_2$ 的一个表达式，如式(3.105)所给出的那样。由于对图 3.19 中的换热器 A、B 和 C，R_1 是相同的，我们得到

$$R_1=\frac{C_1}{C_2}=\frac{T_{2,2}-T_{2,1}}{T_{1,2}-T_{1,1}}=\frac{T_{2,3}-T_{2,2}}{T_{1,3}-T_{1,2}}=\frac{T_{2,3}-T_{2,1}}{T_{1,3}-T_{1,1}}\tag{3.117}$$

为了将式(3.115)中的 $P_{1,A}$ 和 $P_{1,B}$ 和式(3.116)中总的 $P_1=P_{1,C}$ 联系起来，我们首

先根据换热器 A 的温度，通过式(3.115)和式(3.117)进行代数变换来计算下列表达式。

$$\frac{1-P_{1,A}}{1-R_1P_{1,A}}=\frac{1-\dfrac{T_{1,2}-T_{1,1}}{T_{2,2}-T_{1,1}}}{1-\left(\dfrac{T_{2,2}-T_{2,1}}{T_{1,2}-T_{1,1}}\right)\left(\dfrac{T_{1,2}-T_{1,1}}{T_{2,2}-T_{1,1}}\right)}=\frac{(T_{2,2}-T_{1,1})-(T_{1,2}-T_{1,1})}{(T_{2,2}-T_{1,1})-(T_{2,2}-T_{2,1})}$$

$$=\frac{T_{2,2}-T_{1,2}}{T_{2,1}-T_{1,1}}=\frac{(\text{流体 2 入口})_A-(\text{流体 1 出口})_A}{(\text{流体 2 出口})_A-(\text{流体 1 入口})_A} \tag{3.118}$$

类似地，用式(3.118)右边的符号，我们可以得到换热器 B 的表达式如下。

$$\frac{1-P_{1,B}}{1-R_1P_{1,B}}=\frac{T_{2,3}-T_{1,3}}{T_{2,2}-T_{1,2}} \tag{3.119}$$

对于图 3.19b 的等效连接换热器 C 有

$$\frac{1-P_1}{1-R_1P_1}=\frac{T_{2,3}-T_{1,3}}{T_{2,1}-T_{1,1}} \tag{3.120}$$

根据式(3.118)～式(3.120)，很明显有

$$\frac{1-P_1}{1-R_1P_1}=\frac{1-P_{1,A}}{1-R_1P_{1,A}}\,\frac{1-P_{1,B}}{1-R_1P_{1,B}}=X \tag{3.121}$$

第一个等号的右边的项被记为 X，那么由式(3.121)有

$$P_1=\frac{1-X}{1-R_1X}=\frac{(1-R_1P_{1,A})(1-R_1P_{1,B})-(1-P_{1,A})(1-P_{1,B})}{(1-R_1P_{1,A})(1-R_1P_{1,B})-R_1(1-P_{1,A})(1-P_{1,B})} \tag{3.122}$$

上式最终可简化为

$$P_1=\frac{P_{1,A}+P_{1,B}-(1+R_1)P_{1,A}P_{1,B}}{1-R_1P_{1,A}P_{1,B}} \tag{3.123}$$

若不采用式(3.118)～式(3.120)的代数推导，式(3.121)也可以简单地用化工上采用的线平衡法或用矩阵表述法来获得。

如果我们把图 3.19 中的换热器 A 和 B 看做 A_1 和 A_2，那么式(3.122)可以写成通用于 n 个换热器(或流程)A_i 串联，且整体为逆流的情况，则有

$$P_1=\frac{\prod_{i=1}^{n}(1-R_1P_{1,A_i})-\prod_{i=1}^{n}(1-P_{1,A_i})}{\prod_{i=1}^{n}(1-R_1P_{1,A_i})-R_1\prod_{i=1}^{n}(1-P_{1,A_i})} \tag{3.124}$$

当 $R_1=1$ 时，上式可简化为

$$P_1=\frac{\sum_{i=1}^{n}\dfrac{P_{1,A_i}}{1-P_{1,A_i}}}{1+\sum_{i=1}^{n}\dfrac{P_{1,A_i}}{1-P_{1,A_i}}} \tag{3.125}$$

这些方程式列于表 3.6 作为式(Ⅳ.2.1)。这种情况下，总的 NTU_1 和 R_1 通过以

下的关系式与各个换热器或流程定量的联系在一起，则有

$$NTU_1=\sum_{i=1}^{n}NTU_{1,A_i} \tag{3.126}$$

$$R_1=R_{1,A_i}\quad i=1,2,\cdots,n \tag{3.127}$$

现在让我们总结一下从单个 P_{1,A_i}导出总的 P_1 所用到的附加假设。

（1）在换热器和流程间两流体被认为是完全混合。这就是我们认为图 3.19a 中单个换热器的出口温度 $T_{1,2}$和 $T_{2,2}$是混合平均温度的原因。

（2）流体的特性和流量被理想化为定值，所以对每一换热器或每一流程 R_1 是相同的。注意在式(3.124)的推导过程中，我们没有对 NTU_s、流动布置方式和单个换热器是否是流对称作任何的限制。因此，在下面情况下式(3.124)是有效的。

1）单个 NTU_{1,A_i}的值可以是任意的(它们不需要相同)。

2）单个换热器可以是任何流动布置方式，如逆流、1-2 型 TEMA E、顺流、交叉流，如图 3.20 所示的假设换热器阵列。

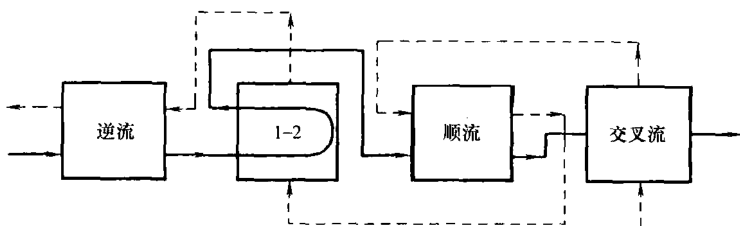


图 3.20 由逆流、1-2 TEMA E、顺流和交叉流换热器构成的假设换热器陈列

3）单个换热器可以是流对称或非流对称。

为了设计的目的，我们也会对换热器(或流程)间的中间温度感兴趣。在图 3.19a 的例子中，我们希望求出 $T_{1,2}$和 $T_{2,2}$。这些温度的量纲为一形式 z_1 被定义为换热器 A 与等效连接换热器 C 中单个流体 1 和 2 的温度变化范围(升高或降低)的比，它们由下面公式的前两个等号所定义，推导如下。

$$z_1=\frac{T_{1,2}-T_{1,1}}{T_{1,3}-T_{1,1}}=\frac{T_{2,2}-T_{2,1}}{T_{2,3}-T_{2,1}}=\frac{\dfrac{1-P_{1,A}}{1-R_1P_{1,A}}-1}{\dfrac{1-P_1}{1-R_1P_1}-1} \tag{3.128}$$

第一个和第二个等号后的项是基于换热器 A 和 C 的能量平衡所得到的；第三个等号后的项可以从式(3.118)和式(3.120)中推导出来。如果有 n 换热器串联，在第 j 个换热器或流程后，流体 1 和 2 温度为 $T_{1,j+1}$和 $T_{2,j+1}$，由下式给定。

$$z_j = \frac{T_{1,1} - T_{1,j+1}}{T_{1,1} - T_{1,n+1}} = \frac{T_{2,1} - T_{2,j+1}}{T_{2,1} - T_{2,n+1}} = \frac{\prod_{i=1}^{j} \frac{1 - P_{1,A_i}}{1 - R_1 P_{1,A_i}} - 1}{\frac{1 - P_1}{1 - R_1 P_1} - 1} \tag{3.129}$$

当 $R_1 = 1$，式(3.129)简化为

$$z_j = (1 - P_1) \sum_{i=1}^{j} \frac{1}{1 - P_{1,A_i}} \tag{3.130}$$

如果所有的 n 个换热器(或流程)都有同样的流动布置方式，每个单体的 $NTU(NTU_p)$ 都相同，式(3.124)和式(3.129)可进一步简化为

$$P_1 = \frac{\left(\frac{1 - R_1 P_{1,p}}{1 - P_{1,p}}\right)^n - 1}{\left(\frac{1 - R_1 P_{1,p}}{1 - P_{1,p}}\right)^n - R_1} \tag{3.131}$$

$$z_j = \frac{\left(\frac{1 - P_{1,p}}{1 - R_1 P_{1,p}}\right)^j - 1}{\frac{1 - P_1}{1 - R_1 P_1} - 1} \tag{3.132}$$

$$z_j = \frac{\left(\frac{1 - P_1}{1 - R_1 P_1}\right)^{\frac{j}{n}} - 1}{\frac{1 - P_1}{1 - R_1 P_1} - 1} \tag{3.133}$$

这里的 $P_{1,p}$ 是每个流程(或相同的单个换热器)的温度效率。当 $R_1 = 1$ 和 0 时，式(3.131)简化为下面的形式。

$$P_1 = \begin{cases} \frac{nP_{1,p}}{1 + (n-1)P_{1,p}}, & R_1 = 1 \quad (3.134) \\ 1 - (1 - P_{1,p})^n, & R_1 = 0 \quad (3.135) \end{cases}$$

通过式(3.131)的转换，每一流程 $P_{1,p}$ 的温度效率可以表示成 P_1，R_1 和 n 的形式：

$$P_{1,p} = \frac{\left(\frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1}{\left(\frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1}\right)^{\frac{1}{n}} - R_1} \tag{3.136}$$

在特殊情况下，式(3.136)简化为

$$P_{1,p}=\begin{cases}\dfrac{P_1}{n-(n-1)P_1}, & R_1=1 \quad (3.137)\\ 1-(1-P_1)^{\frac{1}{n}}, & R_1=0 \quad (3.138)\end{cases}$$

最后，通过式(3.131)的转换，流程数 n 可以表示成 P_1，$P_{1,p}$和 R_1 的函数形式。

$$n=\frac{\ln\left(\dfrac{1-R_1P_1}{1-P_1}\right)}{\ln\left(\dfrac{1-R_1P_{1,p}}{1-P_{1,p}}\right)}\xrightarrow{R_1=1}\frac{P_1(1-P_{1,p})}{P_{1,p}(1-P_1)} \tag{3.139}$$

当整体为逆流的多流程换热器的每个流程是交叉流换热器(如图3.19a 中的 A 和 B)，那么最终的流动布置方式称之为多流程交叉—逆流布置方式。

对整体为多流程交叉—逆流式的换热器有很多种可能的连接方式，主要决定于以下几点：①流程间的每一种流体是否混合(在前面的章节里,我们假定流程间流体混合)；②在每个流程内每一种流体是否混合；③在流程间不混合的流体有相同或相反的顺序(如图1.55 所示)；④流体1是 C_{min}还是 C_{max}流体；⑤流程数。Baclic 提供了36种这样的两流程交叉—逆流换热器的闭合公式。式(3.131)的简化关系式对于大部分两流程或三流程工业换热器的设计和分析而言已经足够了。

2. 串联耦合，整体为顺流　如果将图3.19中的两流体中的一个流体的流动方向反向，那么两流体将向同一方向流动，如图3.21所示，那么所产生的串联耦合就成为整体顺流布置。在这种情况下，这 n 个串联的换热器(或流程)的总温度效率 P_1 由下式给出[它与式(3.124)相似,可以类似地推导出来]。

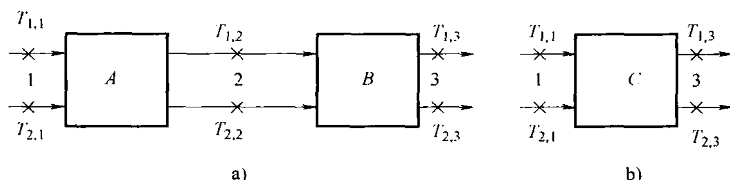


图3.21　整体顺流串联耦合

a) 换热器 A 和 B 串联耦合(整体为顺流)　b) 等效连接换热器 C

$$P_1=\frac{1}{1+R_1}\left\{1-\prod_{i=1}^{n}\left[1-(1+R_1)P_{1,A_i}\right]\right\} \tag{3.140}$$

第 j 个换热器(流程)后流体1和2的温度由下式给出。

$$z_j=\frac{T_{1,1}-T_{1,j+1}}{T_{1,1}-T_{1,n+1}}=\frac{T_{2,1}-T_{2,j+1}}{T_{2,1}-T_{2,n+1}}=\frac{\prod_{i=1}^{j}P_{1,A_i}}{P_1} \tag{3.141}$$

对于整体顺流布置串联耦合的情况，单个的NTU_{1,A_i}和R_{1,A_i}通过式(3.126)和式(3.127)与总的NTU_1和R_1关联在一起。

如果所有的n个换热器(或流程)具有相同的流动布置方式，每个单体的NTU_s相同(即NTU_p)，式(3.140)和式(3.141)可简化为

$$P_1=\frac{1}{1+R_1}\{1-[1-(1+R_1)P_{1,p}]^n\} \tag{3.142}$$

$$z_j=\frac{P_{1,p}^j}{P_1}=\frac{P_1^{\frac{j}{n}}}{P_1}=P_1^{-\left(1-\frac{j}{n}\right)} \tag{3.143}$$

根据式(3.142)，每个流程的温度效率$P_{1,p}$可表达为

$$P_{1,p}=\frac{1}{1+R_1}\{1-[1-(1+R_1)P_1]^{\frac{1}{n}}\} \tag{3.144}$$

应该强调的是，如果n个换热器是串联耦合，整体呈顺流布置，当$NTU_1\to\infty$时，它们的P_1和R_1的关系如下。

$$P_1=\frac{1}{1+R_1} \tag{3.145}$$

因此，对$NTU_1<\infty$，有

$$(1+R_1)P_1<1 \tag{3.146}$$

对这种用途，式(3.146)的条件可应用于式(3.144)。

最终，根据式(3.142)，流程数可以表达成

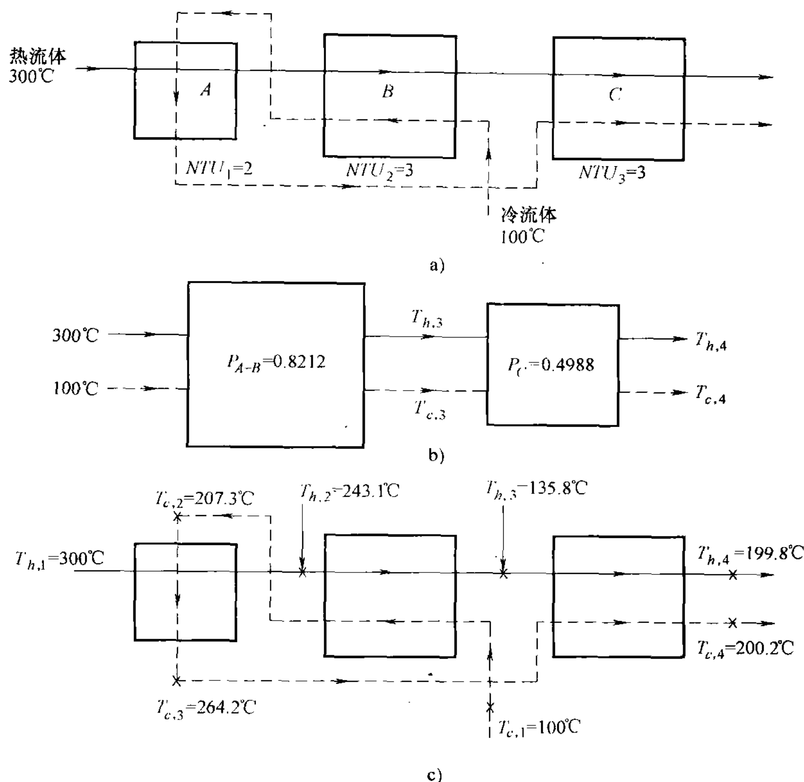
$$n=\frac{\ln[1-(1+R_1)P_1]}{\ln[1-(1+R_1)P_{1,p}]} \tag{3.147}$$

当整体为顺流布置的多流程换热器的单个流程是交叉流换热器，那么最终的流动布置方式称之为多流程交叉—顺流布置方式。对这种布置方式有很多种可能的连接方式：①流程间的每一种流体是否混合(在前面的章节里，我们假定流程间流体混合)；②在每个流程内每一种流体是否混合；③在流程间不混合的流体有相同或相反的顺序(如图1.55所示)；④流体1是C_{min}还是C_{max}流体；⑤流程数。Baclic提供了36种这样的两流程交叉—顺流换热器的闭合公式。式(3.142)的简化关系式对于大部分两流程或三流程工业换热器的设计和分析而言已经足够了。

例3.4　图例3.4a所示换热器阵列的冷、热流体具有相同的热容量，入口和进口温度分别是300℃和100℃，换热器A、B和C分别为两流体都不混合的交叉流换热器、逆流换热器和顺流式换热器。每一个换热器相应的NTU_s分别为2、3和3。求解：①换热器阵列的总有效度和换热器C的出口温度。②换热器A和B的出口温度。

求解：

问题数据和简述：流体入口温度和每一个换热器的 NTU 是已知的，如图例 3.4a 所示，而且给出了每个换热器的流动布置方式。



图例 3.4 换热器示意图

确定：总有效度和每个换热器的出口温度。

假设：3.2.1 节的假设有效，冷、热流体的热容量相同，两流体在流程间都混合。

分析：①首先考虑换热器 A 和 B 为整体逆流的情况，计算换热器阵列的总有效度。因为热容量相同，所以 $R=1$。已知 R，NTU 和每个换热器的流动布置方式，利用表 3.6 中的方程式，我们可得到每个换热器的有效度。

$P_A=0.6142$，$NTU_A=2$[根据表 3.6 中的公式(Ⅱ.1)]

$P_B=0.7500$，$NTU_B=3$[根据表 3.6 中的公式(Ⅰ.1.1)]

$P_C=0.4988$，$NTU_C=3$[根据表 3.6 中的公式(Ⅱ.2.1)]

注意，因为 $R=1$，所以 P，NTU 和 R 对于流体 1 和 2 是相同的，因此，对 P 和 NTU 值，这里用下标 A、B 和 C 来表明是换热器 A，B 和 C。

假定换热器 A 和 B 整体上为逆流布置，从式(3.125)可计算出两换热器总的有效度为

$$P_{A-B}=\frac{\frac{0.6142}{0.3858}+\frac{0.7500}{0.2500}}{1+\frac{0.6142}{0.3858}+\frac{0.7500}{0.2500}}=0.8212$$

这样，这个问题看起来就如图3.4b所示的情况。这些换热器在整体上为顺流布置，因此，当 $R=1$ 时，从式(3.140)得到总有效度为

$$P=\frac{1}{1+R}\{1-[1-(1+R)P_{A-B}][1-(1+R)P_B]\}$$

$$=\frac{1}{2}\{1-[1-(2\times0.8212)][1-(2\times0.4988)]\}=0.5008$$

对 $R=1$，按温度的形式定义的总 P 为

$$P=\frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\frac{T_{h,1}-T_{h,4}}{T_{h,1}-T_{c,1}}\quad P=\frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\frac{T_{c,4}-T_{c,1}}{T_{h,1}-T_{c,1}}$$

整理上述方程，我们可以得到 $T_{h,4}$ 和 $T_{c,4}$ 的解为

$$T_{h,4}=T_{h,1}-P(T_{h,1}-T_{c,1})=300℃-0.5008(300-100)℃=199.8℃$$

$$T_{c,4}=T_{c,1}+P(T_{h,1}-T_{c,1})=100℃+0.5008(300-100)℃=200.2℃$$

② 已知换热器 A 和 B 的总有效度为 P_{A-B}，我们可以再次利用有效度的定义来求解换热器 B 的冷流体的出口温度和换热器 A 的热流体的出口温度。

$$T_{h,3}=T_{h,1}-P_{A-B}(T_{h,1}-T_{c,1})=300℃-0.8212(300-100)℃=135.8℃$$

$$T_{c,3}=T_{c,1}+P_{A-B}(T_{h,1}-T_{c,1})=100℃+0.8212(300-100)℃=264.2℃$$

这样，除了换热器 B 的热流体入口温度和换热器 A 的冷流体入口温度外，我们知道了所有的温度。在换热器 A 中利用温度效率的定义得到

$$T_{c,3}=T_{c,2}+P_A(300℃-T_{c,2})$$

由已知的 $T_{c,3}=264.2℃$，我们得

$$T_{c,2}=207.3℃$$

在换热器 A 中再次利用温度效率的定义，我们得到如下的方程。

$$T_{h,2}=T_{h,1}-P_A(T_{h,1}-T_{c,2})=300℃-0.6142(300-207.3)℃=243.1℃$$

现在，所有的温度都知道了，其结果如图例3.4c所示。

讨论和注释：举这个例子的目的是说明当给定的单个换热器具有不同的流动布置方式和不同的 NTU 值时如何对一个换热器阵列进行分析。当利用此处推导出的公式来进行这样的分析时，中间温度要用每个换热器的温度效率的定义来确定，而不是用文中的公式来计算。

即使换热器 C 与 A 和 B 的组合换热器的整体流动布置是顺流，换热器的总有效度仍接近于逆流(即以振动方式渐进)。如果我们再回顾一下换热器 C 的入

口温度，那么原来的热流体现在成为冷流体，原来的冷流体成为热流体，传热的方向与我们所想的方向相反。因此，换热器 C 的出口温度的确有意义(即 $T_{h,4} < T_{c,4}$)。

3. 并联耦合　考虑换热器 A 和 B 并联耦合的情况，如图 3.22a 所示。如果把这两个换热器看成是流程间流体混合的一个多程管交叉流换热器的两个流程，那么下面的结果是相同的。图 3.22b 表示了它们的等效换热器 C，在图中，温度用两个下标表示：第一个下标指流体 1 或流体 2，第二个下标指流程和换热器外的平均终端温度。换热器 A、B 和 C 中流体 1 的温度效率可以由它们的定义[见式(3.96)]得到

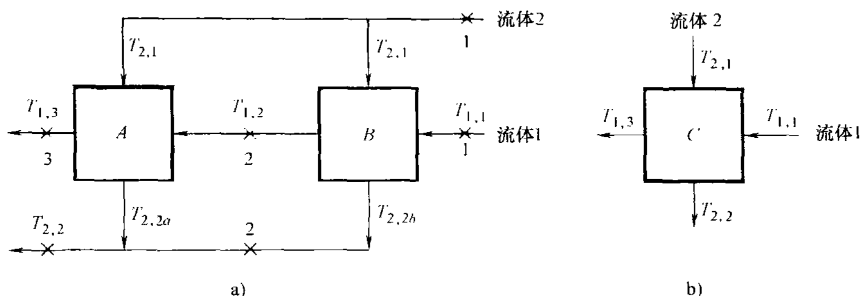


图 3.22　并联耦合

a) 换热器 A 和 B 并联耦合　b) 等效换热器 C

$$P_{1,A}=\frac{T_{1,3}-T_{1,2}}{T_{2,1}-T_{1,2}}\quad P_{1,B}=\frac{T_{1,2}-T_{1,1}}{T_{2,1}-T_{1,1}}\quad P_{1,C}=\frac{T_{1,3}-T_{1,1}}{T_{2,1}-T_{1,1}} \tag{3.148}$$

为了将 $P_{1,A}$和 $P_{1,B}$与 $P_{1,C}$关联起来，我们首先利用它们的定义式(3.148)进行以下的计算，有

$$1-P_{1,A}=1-\frac{T_{1,3}-T_{1,2}}{T_{2,1}-T_{1,2}}=\frac{T_{2,1}-T_{1,3}}{T_{2,1}-T_{1,2}} \tag{3.149}$$

$$1-P_{1,B}=1-\frac{T_{1,2}-T_{1,1}}{T_{2,1}-T_{1,1}}=\frac{T_{2,1}-T_{1,2}}{T_{2,1}-T_{1,1}} \tag{3.150}$$

$$1-P_{1,C}=1-\frac{T_{1,3}-T_{1,1}}{T_{2,1}-T_{1,1}}=\frac{T_{2,1}-T_{1,3}}{T_{2,1}-T_{1,1}} \tag{3.151}$$

这样，利用式(3.149)~式(3.151)，可以得到

$$(1-P_{1,A})(1-P_{1,B})=(1-P_{1,C}) \tag{3.152}$$

整理式(3.152)，我们得到

$$P_{1,C}=1-(1-P_{1,A})(1-P_{1,B})=P_{1,A}+P_{1,B}-P_{1,A}P_{1,B} \tag{3.153}$$

对于这种并联耦合，流体 2 的热容量被分为两部分，即

$$C_2=C_{2,A}+C_{2,B} \tag{3.154}$$

这样，$R_1=C_1/C_2$ 就与 $R_{1,A}=C_1/C_{2,A}$ 和 $R_{1,B}=C_1/C_{2,B}$ 关联成

$$\frac{1}{R_1}=\frac{1}{R_{1,A}}+\frac{1}{R_{1,B}} \tag{3.155}$$

如果我们用 A_1 和 A_2 来代表图 3.22 中换热器 A 和 B，则式(3.153)和式(3.155)可以推广到 n 个换热器 A_i 的并联耦合，有

$$P_1=1-\prod_{i=1}^{n}(1-P_{1,A_i}) \tag{3.156}$$

$$\frac{1}{R_1}=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{R_{1,A_i}} \tag{3.157}$$

和

$$NTU_1=\sum_{i=1}^{n}NTU_{1,A_i} \tag{3.158}$$

在前面的推导中，我们理想地认为在换热器或流程间两流体完全混合，而且流体的特性和流量恒定。这里再次说明，我们不对单个换热器的 NTU_s 数值大小、流动布置方式和是否流对称加以任何限定。

如果所有的换热器或流程有相同的 $NTU_{1,A}$ 和 R_{1,A_i}，它们将有同样的温度效率 $P_{1,p}$，那么式(3.156)可简化为

$$P_1=1-(1-P_{1,p})^n \tag{3.159}$$

或

$$P_{1,p}=1-(1-P_1)^{\frac{1}{n}} \tag{3.160}$$

和

$$n=\frac{\ln(1-P_1)}{\ln(1-P_{1,p})} \tag{3.161}$$

因为从式(3.98)有 $P_1=P_2R_2$，因此 $P_{1,A_i}=P_{2,A_i}R_{2,A_i}$，这样式(3.159)可以表述成 P_2(图 3.22 流体 2)的形式，有

$$P_2=\frac{1}{R_2}[1-(1-P_{2,p}R_{2,p})^n]=\frac{1}{nR_{2,p}}[1-(1-P_{2,p}R_{2,p})^n] \tag{3.162}$$

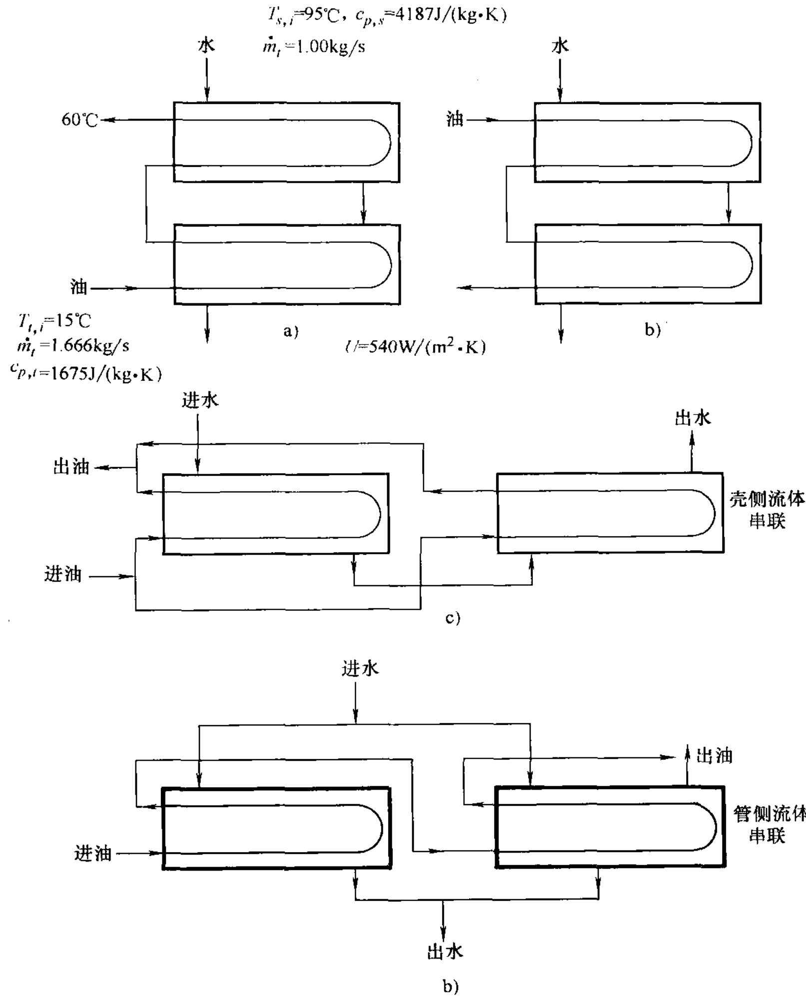
因为 $R_1=1/R_2$ 和 $R_{1,A_i}=1/R_{2,A_i}$，根据式(3.157)，这里的 $R_2=nR_{2,p}$。

图 1.55e 和图 1.55g 所示的换热器是并联耦合换热器，它们的温度效率 P_1 可以从式(3.159)或表 3.6 中的式(Ⅳ.1.1)计算得到。

例 3.5　为了用流量为 1.000kg/s，温度为 95℃ 的热水把流量为 1.666kg/s，入口温度为 15℃ 的油加热到 60℃，现决定将两个 1-2 管壳式换热器连在一起，使得总面积最小，基于壳侧面积的总传热系数为 540W/(m² · K)，油和水的比热容分别是 1675J/(kg · K) 和 4187J/(kg · K)，油在管内流动，求出所需要的总传热面积。认为流体在流程之间混合，壳侧流体在每一个横截面上混合。

求解：

问题数据和简述：两个 1-2 管壳式换热器(如图例 3.5 所示)的总传热系数，流量，入口温度和冷流体的出口温度已经给定，管侧流体是油，壳侧流体是热水。考虑两个换热器 4 种可能的连接方式，说明如下。



图例 3.5 两个 1-2 管壳式换热器

如图例 3.5a 所示，整体为逆流的串联耦合。

如图例 3.5b 所示，整体为顺流的串联耦合。

如图例 3.5c 所示，壳侧流体串联的并联耦合。

如图例 3.5d 所示，管侧流体串联的并联耦合。

确定：每一种连接方式下所需要的总传热面积。

假设：3.2.1节的假设有效，管子两侧均没有肋片，两个1-2换热器是相同的(即有相同的NTU_p)。

分析：①整体为逆流的串联耦合(如图例3.5a所示)。因为这是一个换热器阵列问题，我们无法直接计算出总的NTU。首先，我们需要计算出一个换热器中一种流体的温度效率，然后求出NTU_p，并进一步确定总NTU和A。为此，我们需要先求出R_1和P_1。这里我们记壳侧流体(水)为流体1，管侧流体(油)为流体2。

$$C_{water} = C_s = C_1 = (\dot{m}c_p)_s = 1.000\text{kg/s} \times 4187\text{J/(kg·K)} = 4187.0\text{W/K}$$

$$C_{oil} = C_t = C_2 = (\dot{m}c_p)_t = 1.666\text{kg/s} \times 1675\text{J/(kg·K)} = 2790.6\text{W/K}$$

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{4187.0\text{W/K}}{2790.6\text{W/K}} = 1.50 = R_{1,p}$$

为了计算壳侧流体的温度效率P_1，我们利用能量平衡式(3.5)计算出水的出口温度为

$$(2790.6\text{W/K})(60-15)℃ = (4187.0\text{W/K})(95 - T_{h,o})℃$$

因此

$$T_{h,o} = T_{s,o} = 65.0℃$$

用式(3.96)得壳侧温度效率为

$$P_s = P_1 = \frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{T_{s,i} - T_{t,i}} = \frac{95℃ - 65℃}{95℃ - 15℃} = 0.375$$

现在用式(3.136)来计算每流程中同一流体的温度效率为

$$P_{1,p} = \frac{\left(\frac{1 - R_1P_1}{1 - P_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1}{\left(\frac{1 - R_1P_1}{1 - P_1}\right)^{\frac{1}{n}} - R_1} = \frac{\left(\frac{1 - 1.50 \times 0.375}{1 - 0.375}\right)^{\frac{1}{2}} - 1}{\left(\frac{1 - 1.50 \times 0.375}{1 - 0.375}\right)^{\frac{1}{2}} - 1.50} = 0.2462$$

用表3.6中的式(Ⅲ.1.2)或图3.14，我们得$NTU_{1,p} = NTU_{s,p}$，那么有

$$E = [1 + R_1^2]^{\frac{1}{2}} = (1 + 1.50^2)^{\frac{1}{2}} = 1.8028$$

$$NTU_{1,p} = \frac{1}{E}\ln\frac{2 - P_{1,p}(1 + R_{1,p} - E)}{2 - P_{1,p}(1 + R_{1,p} + E)} = \frac{1}{1.8028}\ln\frac{2 - 0.2462(1 + 1.5 - 1.8028)}{2 - 0.2462(1 + 1.5 + 1.8028)}$$
$$= 0.3686$$

因此，用式(3.126)得

$$NTU_1 = \sum_{i=1}^{2} NTU_{1,p} = 0.3686 + 0.3686 = 0.7372$$

和

$$A=\frac{NTU_1\times C_1}{U}=\frac{0.7372\times4187.0\mathrm{W/K}}{540\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}=5.72\mathrm{m}^2$$

② 整体为顺流的串联耦合(如图例3.5b所示)。这种情况下，R_1 和 P_1 的值与图例3.5a部分的相同。即

$$R_1=1.50\quad P_1=0.375$$

每一管程的温度效率 $P_{1,p}$ 可用式(3.144)计算。

$$P_{1,p}=\frac{1}{1+R_1}\{1-[1-(1+R_1)P_1]^{\frac{1}{n}}\}$$

$$=\frac{1}{1+1.50}\{1-[1-(1+1.50)\times0.375]^{\frac{1}{2}}\}=0.300$$

用表3.6中的式(Ⅲ.1.2)或图3.14，我们得 $NTU_{1,p}=NTU_{s,p}$，又如前面所述 $E=1.8028$，可得

$$NTU_{1,p}=\frac{1}{E}\ln\frac{2-P_{1,p}(1+R_{1,p}-E)}{2-P_{1,p}(1+R_{1,p}+E)}=\frac{1}{1.8028}\ln\frac{2-0.300\times(1+1.5-1.8028)}{2-0.300\times(1+1.5+1.8028)}$$
$$=0.5138$$

因此，用式(3.126)得

$$NTU_1=2NTU_{1,p}=2\times0.5138=1.0277$$

和

$$A=\frac{NTU_1\times C_1}{U}=\frac{1.0277\times4187.0\mathrm{W/K}}{540\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}=7.97\mathrm{m}^2$$

③ 壳侧流体串联的并联耦合(如图例3.5c所示)。在这种情况下，对于等效连接换热器，$R_1=1.50$，$P_1=0.375$，流体1的单流程温度效率可从式(3.160)中计算出

$$P_{1,p}=1-(1-P_1)^{\frac{1}{2}}=1-(1-0.375)^{\frac{1}{2}}=0.2094$$

对于并联耦合的单个流程的热容量比将会改变，可从式(3.157)求出。

$$R_{1,p}=2R_1=3.00$$

这样，利用 $E=(1+R_1^2)^{1/2}=(1+3.00^2)^{1/2}=3.1623$，$NTU_{1,p}$ 可根据表3.6中式(Ⅲ.1.2)求得

$$NTU_{1,p}=\frac{1}{E}\ln\frac{2-P_{1,p}(1+R_{1,p}-E)}{2-P_{1,p}(1+R_{1,p}+E)}=\frac{1}{3.1623}\ln\frac{2-0.2094(1+3.00-3.1623)}{2-0.2094(1+3.00+3.1623)}$$
$$=0.4092$$

因此，由式(3.158)得

$$NTU_1=2NTU_{1,p}=2\times0.5138=1.0277$$

和

$$A=\frac{NTU_1\times C_1}{U}=\frac{1.0277\times4187.0\mathrm{W/K}}{540\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}=7.97\mathrm{m}^2$$

④ 管侧流体串联的并联耦合(如图例3.5d所示)。对并联耦合，考虑管侧流体串联的温度效率。因此，在这种情况下，对于等效连接换热器，重新定义管侧的 R_1 和 P_1 并计算它们的值。

$$R_1 = R_t = \frac{C_{oil}}{C_{water}} = \frac{2790.6\text{W/K}}{4187.0\text{W/K}} = 0.666$$

$$P_1 = P_t = \frac{T_{t,o} - T_{t,i}}{T_{s,i} - T_{t,i}} = \frac{(60-15)℃}{(95-15)℃} = 0.5625$$

流体1单个流程的温度效率可以从式(3.160)计算得到

$$P_{1,p} = 1 - (1 - P_1)^{\frac{1}{2}} = 1 - (1 - 0.5625)^{\frac{1}{2}} = 0.3386$$

与前面情况相同，并联耦合的单个流程的热容量比将会改变，可以从式(3.157)中求得

$$R_{1,p} = R_{t,p} = 2R_1 = 1.332$$

因为1-2　TEMA　E换热器是流对称的，只要管侧的 P_1、NTU_1 和 R_1 定义一致，则表3.6中式(Ⅲ.1)对管侧也是有效的。这样，利用 $E = [1 + R_1^2]^{1/2} = (1 + 3.00^2)^{1/2} = 3.1623$，我们可以根据表3.6中式(Ⅲ.1.2)计算 $NTU_{1,p}$。

$$NTU_{1,p} = \frac{1}{E}\ln\frac{2 - P_{1,p}(1 + R_{1,p} - E)}{2 - P_{1,p}(1 + R_{1,p} + E)} = \frac{1}{1.6656}\ln\frac{2 - 0.3386(1 + 1.332 - 1.6656)}{2 - 0.3386(1 + 1.332 + 1.6656)}$$
$$= 0.6062 = NTU_{t,p}$$

这样，利用式(3.158)，管侧总 NTU 为

$$NTU_t = 2NTU_{1,p} = 2 \times 0.6062 = 1.2124$$

$$UA = NTU_t C_t = 1.2124 \times 2790.6\text{W/K} = 3383.3\text{W/K}$$

最后，壳侧的总面积为

$$A = \frac{UA}{U} = \frac{3383.3\text{W/K}}{540\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}} = 6.27\text{m}^2$$

为了比较前面三种情况的结果，我们就最后一种情况对管侧重新定义所有重要的参数。

$$P_s = P_t R_t = 0.5625 \times 0.666 = 0.375$$

$$R_s = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0.666} = 1.50$$

$$R_{s,p} = \frac{1}{R_{t,p}} = \frac{1}{1.332} = 0.75$$

$$P_{s,p} = P_{t,p} R_{t,p} = 0.3386 \times 1.332 = 0.4510$$

$$NTU_{s,p} = NTU_{t,p} R_{t,p} = 0.6062 \times 1.332 = 0.8075$$

$$NTU_s = NTU_t R_t = 1.2124 \times 0.666 = 0.8075$$

我们现在把四种情况的结果总结如下(见表例3.5)。

表例 3.5　分析结果

壳侧参数	① 整体为逆流的串联耦合（图例 3.5a）	② 整体为顺流的串联耦合（图例 3.5b）	③ 壳侧流体串联的并联耦合（图例 3.5c）	④ 管侧流体串联的并联耦合（图例 3.5d）
P_s	0.375	0.375	0.375	0.375
R_s	1.50	1.50	1.50	1.50
$P_{s,p}$	0.2462	0.300	0.2096	0.4510
$R_{s,p}$	1.50	1.50	3.00	0.75
$NTU_{s,p}$	0.3686	0.5138	0.4092	0.8075
NTU_s	0.7372	1.0277	0.8184	0.8075
A_s/m^2	5.72	7.97	6.35	6.27

讨论和注释：这个例子有三个目的：比较串联耦合布置、并联耦合布置和串联与并联耦合布置。

1）比较串联耦合①和②的结果表明，正如所期望的那样，整体为逆流的换热器优于整体为顺流的换热器，对于同样的负荷分别需要 5.72m^2 和 7.97m^2（节省 28%）的换热面积。实事上，要求流体 1 的总温度效率超过 40% 无法在顺流布置方式中达到。要求 $P_1=40\%$，则 NTU_1 或 A_1 须无限大，参考式(3.145)。

2）比较③和④情况表明，这些布置方式在总性能方面的差别非常小。由于指定的换热器有效度较低，无法提供这些布置方式与①和②的性能比较的详细结论，可是，这里可以说明的是，当整体流动方向相同时，相对于流体不分流的情况而言，流体分流然后再混合会使得整体性能恶化（进一步的讨论见 11.5 节）。当然，相对于整体顺流的情况②，③和④仍然具有较好的性能。

3）最后，比较串联耦合和并联耦合的最佳情况①和④，可以清楚地看出，整体为逆流的串联布置比整体并联而 C_{min} 流体串联的布置需要的面积更小。这是由于整体逆流布置比两流体并联耦合的平行流动布置所导致的温度差更小，因此，在同样的温度效率下，整体逆流布置所需要的面积最小。

在设计换热器时，除了上述的几点外还需要考虑其他几点。从传热学的角度来看，换热器中流体速度降低，湍流区和过渡区的相应传热系数将低于流体额定速度时的传热系数，相应的，可能会降低换热器的总传热系数和换热量，然而，较低的速度也会减小该侧的压降。现在让我们来比较并联耦合和串联耦合的情况，将流体分为两股（如③情况下的油和④情况下的水），将导致传热系数减小，也将使总传热系数 U 减小，所需要的换热面积也比上例中计算出的更大。然而，如果对压降有特别严格地限制，那么并联耦合或许是个很好的选择，它通过在并

联中将流体分为两股来限定流体的压降。当然，对于传递相同的传热量所需要的换热面而言，这种方法存在双重的弊端：①如上例所示，并联耦合比整体为逆流的串联耦合需要更大的传热面积；②并联耦合中的传热系数 U 的减小将导致所需传热面积的增加。例 7.6 也提供了一些关于单流程对比于两流程串联或并联耦合换热器性能的一些认识。另外，还有一些其他的考虑因素，如污垢、壳侧层流还是湍流、压力限制、热压力，这些都要在针对一定的应用场合选择串联耦合还是并联耦合之前加以考虑。

4. 复合连接　在工业应用中有许多场合采用了复合多流程换热器和换热器阵列：①混合组合（一系列换热器整体逆流和顺流的组合，如图 3.23 所示）；②串联耦合和并联耦合的组合；③其他不能简化为任何简单结构的组合（如图 3.25 所示）。让我们用三个例子来分析这些组合。

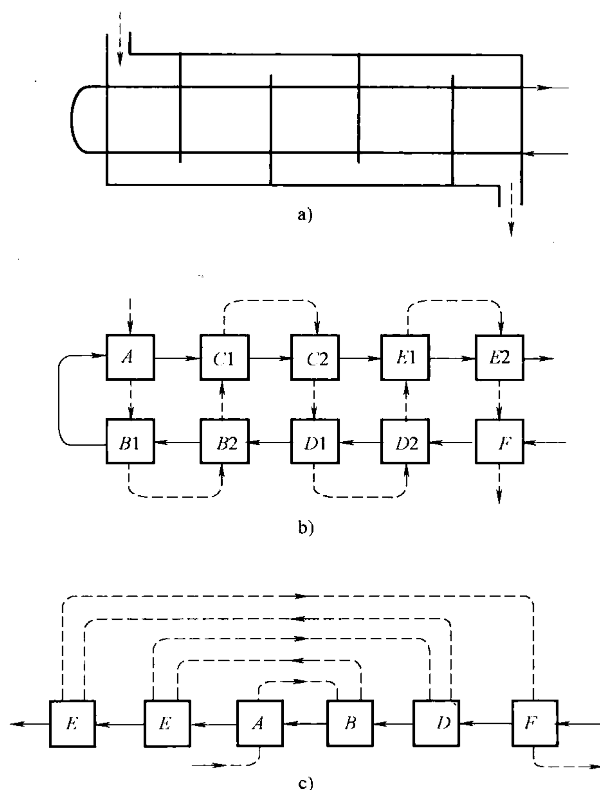


图 3.23　TEMA　E 型换热器的串联耦合（摘自 Shah 和 Pignotti，1989）
a）带四个折流板的 1-2　TEMA　E 型换热器　b）分解成双侧流体都不混合的交叉流单元，流体在流程间混合　c）　b）中模型的第一次化简

（1）TEMA　E 型换热器的串联耦合。考虑一个有四个横向折流板的 1-2 TEMA　E 型管壳式换热器，如图 3.23a 所示。两个折流板之间的区域视为一对理想的单流程双侧流体都不混合的交叉流换热器，假定其各自流体在流程间混合，采用图 3.19 中的串联耦合，我们把换热器 $B1$ 和 $B2$ 结合成 B，利用类似的方法处理 $C1$ 和 $C2$，$D1$ 和 $D2$，$E1$ 和 $E2$，我们得到图 3.23c 所示的结构。图 3.23c 中串联耦合的换热器 A 和 B 可以结合成一个，然后再与 C 简化，不断重复最终得到一个换热器。这样，重复应用前面给定的相应的串联耦合的公式和单个换热器的 P—NTU 表达式就可以计算图 3.23a 中流体 1 的总的组合换热器的温度效率；在这种情况下，它们是相同的交叉流单元。

（2）2-4 流程板式换热器的串联和并联耦合。考虑一个如图 3.24a 所示的 2-4 流程板式换热器，现在我们通过推导这种换热器的 P_1—NTU_1 关系，来演示一个包括串联和并联耦合的换热器的闭合方程是如何推导出来的。将该换热器分解成的逆流和顺流单元，表示在图 3.24b 中，记住换热器 A 和 D 是逆流，B 和 C 是顺流，在图 3.24c 中它们可以简单地用一些框图表示，我们分别把它们的温度效率称之为 P_{cf}和 P_{pf}，下标 cf 和 pf 分别表示逆流和顺流。注意对于图 3.24c 中的单个换热器，流体 1 的热容量是 $C_1/2$，表面积是 $A/4$。因此有

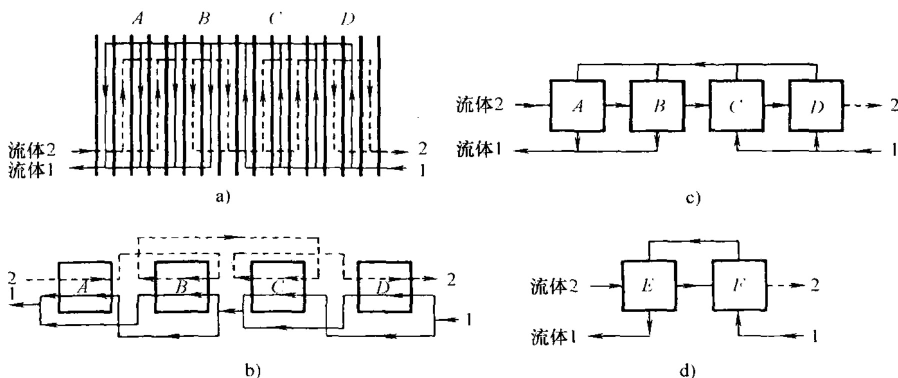


图 3.24　2-4 流程板式换热器的串联和并联耦合

a）2-4 流程板式换热器示意图　b）分解成顺流和逆流单元

c）b 模型的第一次简化　d）c 模型的再次简化

$$R_{1,A}=\frac{\frac{C_1}{2}}{C_2}=\frac{1}{2}\frac{C_1}{C_2}=\frac{R_1}{2}=R_{1,B}=R_{1,C}=R_{1,D} \tag{3.163}$$

$$NTU_{1,A}=\frac{UA_A}{C_{1,A}}=\frac{\frac{UA}{4}}{\frac{C_1}{2}}=\frac{1}{2}\frac{UA}{C_1}=\frac{NTU_1}{2}=NTU_{1,B}=NTU_{1,C}=NTU_{1,D} \tag{3.164}$$

这里，NTU_1 中的 A 是2-4 换热器流体 1 侧的总表面积。

图3.24c 中换热器 A 和 B 是流体 1 均分的并联耦合，注意在这个子组合里的流体 1 和流体 2 对应着图 3.22 中的流体 2 和流体 1，因此，这个子组合(参考图3.24d 中的 E)的组合温度效率 $P_{2,E}$在式(3.153)中可用 2 代替 1 得到

$$P_{2,E}=1-(1-P_{2,A})(1-P_{2,B}) \tag{3.165}$$

利用式(3.98)中的 $P_{1,E}=P_1R_1$ 的关系，我们可以将式(3.165)化简为

$$P_{1,E}R_{1,E}=1-(1-R_{1,A}P_{1,A})(1-R_{1,B}P_{1,B}) \tag{3.166}$$

因此，用式(3.163)化简式(3.166)得

$$P_{1,E}=\frac{P_{cf}+P_{pf}-\dfrac{P_{cf}P_{pf}R_1}{2}}{2} \tag{3.167}$$

这里有

$$R_{1,E}=R_1 \quad P_{1,A}=P_{cf} \quad P_{1,B}=P_{pf} \tag{3.168}$$

类似地，图 3.24c 中换热器 C 和 D 的组合 $P_{1,F}$由下式给出。

$$P_{1,F}=\frac{P_{cf}+P_{pf}-\dfrac{P_{cf}P_{pf}R_1}{2}}{2} \tag{3.169}$$

相似于图 3.19a，简化得到的换热器 E 和 F 是整体逆流的串联耦合，利用式(3.123)得到它们的组合效率 P_1 为

$$P_1=\frac{P_{1,E}+P_{1,F}-(1+R_1)P_{1,E}P_{1,F}}{1-R_1P_{1,E}P_{1,F}} \tag{3.170}$$

令 $P_{1,E}=P_{1,F}=P_1$，式(3.170)化简为

$$P_1=\frac{2P_1-(1+R_1)P_1^2}{1-R_1P_1^2} \tag{3.171}$$

该式和表 3.6 中的式(V.14)相同。

(3) 1-4　TEMA　E 型换热器的复合连接。如我们在图 3.23b 中对 1-2 TEMA　E 型换热器所做的那样，这种换热器也能够被模型化成两流体都不混合，而在流程间各自流体混合的交叉流单元组成，如图 3.25b 所示。仿照简化换热器对 $A1$—$A2$，$B1$—$B2$ 等的方法，图 3.25b 中模型可简化成图 3.25c 中的模型，对图 3.25c 中简化所得的复合组件(耦合)作进一步的简化是不可能的，由此可以得出结论：并非所有的复合联结都能用串联耦合和并联耦合成功地进行简化。然而，应该强调的是许多复合联结，包括图 3.25c 所示的联结，都能够用链式法则(摘自 Pignotti 和 Shah,1992)进行分析来得到闭合的 P—NTU 表达式。

一旦知道了适当的串联和并联耦合(上下或左右)流程，那么就可以对复合多流程换热器的温度效率的上下限进行合理的估计，Pignotti 和 Cordero 给出了这种估计方法的程序。

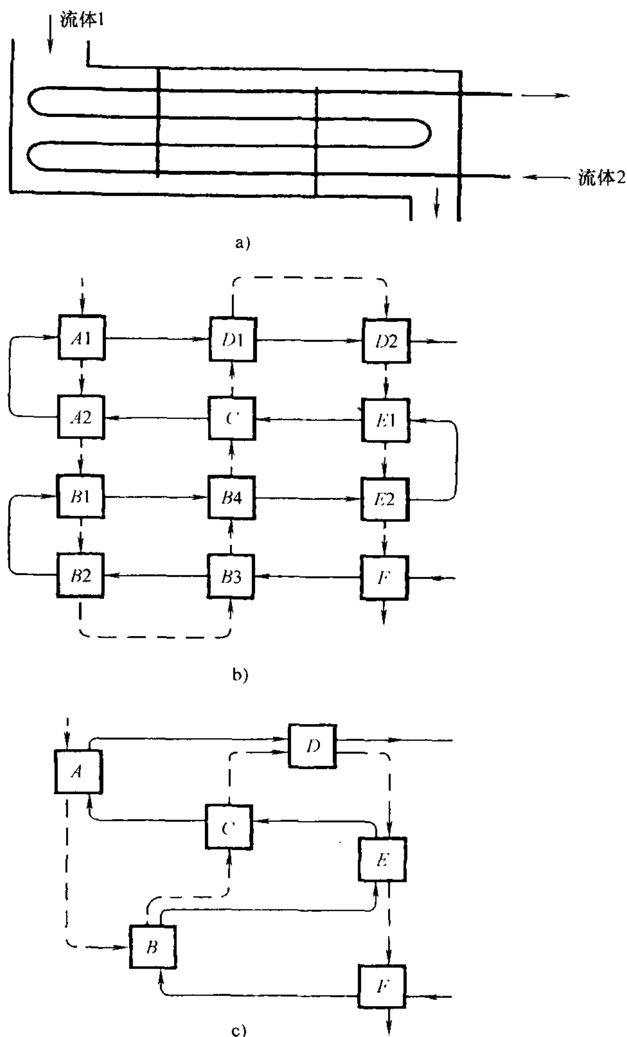


图 3.25 复合联结(摘自 Shah 和 Pignotti,1989)
a) 带 2 个折流板的 1-4 TEMA E 型换热器示意图
b) 分解为两流体都不混合而在流程间混合的连接单元
c) 经过几步化简从 b) 得到的最终形式

3.6.2.2 多流程管壳式换热器

大量采用 TEMA E，F，G，H 和 J 型壳体的管壳式换热器可以采用多流程布置方式，除了 2-2 TEAM F 型换热器之外，表 3.6 列出了大多数这类换热器的 P—NTU 关系式。如果在纵向折流板和壳体连接处无泄漏，纵向折流板无导热，那么这种 2-2 F 型壳体换热器实际上是一个“单流程”逆流换热器，因

此，它的 P—NTU 关系式与表3.6中式(Ⅰ.1.1)相同。

上段所提到的所有换热器只有一个壳程(F型壳除外)，一个或多个管程。仔细地比较会发现，在相同的 P_1 和 R_1 下，这类结构的换热器所需要的 NTU_1，也即换热面积要比逆流换热器的大。当我们比较对数平均温度修正系数 F 时，这一点将会非常明显，这类结构的换热器的修正系数低于1。对大部分这类换热器(除J型壳体,如图3.16所示 P_1—NTU_1 的结果)，增加表面积(也即 NTU_1)，将会增加其温度效率和热力性能。然而，在 P—NTU 曲线的渐近线区域，相对于大幅增加的换热面积而言，热力性能的提高相对较小。

针对这种情况(较低的回报,或随 NTU_1 的增加 P_1 的减小)的一种补救方法是将多个壳体串联，在每一壳程内用一个或多个管程。如果两流体的总流动方向选为逆流(通常是这种情况)，那么这种换热器中给定流体的温度效率将随着壳体数量的增加而接近于纯逆流时的值。在实际应用中曾有6个壳体相串联的情况，通常串联壳体的个数受限于两流体中某个流体压降的限制。随着壳体数的增加，每种流体的温度变化只是总温度变化的一部分，因此每个壳体内的流动布置方式就变得不那么重要了。注意如果单个换热器是1-2 TEMA E型，那么壳体数要由前面3.6.1.2节所描述的步骤确定，以避免换热器中的温度交叉。

在某些应用中，串联多个壳体是为了提高总的温度效率，以满足必须要有高温度效率的情况，主要是对部分负荷采用多壳体(每个壳体的尺寸可以较小)比较经济的情况，还有就是由于运输和操作方面的考虑。对于E、F和G型壳体的多壳体串联，管侧和壳侧流体均被认为在单个壳体外部混合，在这种情况下，按以下方法获取总温度效率。

对于整体为逆流的串联耦合换热器来说，有：

1）如果所有换热器相同，且它们的温度效率是已知的，用式(3.131)。

2）如果一种流体的总温度效率给定，需要确定该流体在单个换热器中的温度效率，以确定换热器的尺寸，则采用式(3.136)，这种情况下，所有的单个换热器相同。

3）如果串联的换热器不相同，用式(3.124)计算串联换热器某种流体的总温度效率。

对于整体为顺流的串联耦合换热器来说，有：

1）如果所有换热器相同，而且 $P_{1,p}$ 和 R_1 是已知时，用式(3.142)计算 P_1。

2）如果所有换热器相同，而且 P_1 和 R_1 是已知时，用式(3.144)计算 $P_{1,p}$。

3）如果所有换热器不同，用式(3.140)计算 P_1。

对于并联耦合换热器来说，有：

1）如果所有换热器相同，且 $P_{1,p}$ 已知，用式(3.159)计算 P_1。

2）如果所有换热器相同，且 P_1 已知，用式(3.160)计算 $P_{1,p}$。

3）如果所有换热器不相同，用式(3.156)计算 P_1。

3.6.2.3 多流程板式换热器

在板式换热器中，虽然单程逆流换热器应用最广泛，但根据设计的要求，在工业上也会采用大量的多流程布置，其中的一些如图 1.65 所示。多流程板式换热器用其内部各流体的流程数来命名。比如，在 2-1 流程板式换热器中，流体 1 经历 2 个流程，流体 2 经历 1 个流程。在每个流程中，可以有相同或不同数目的热力板。布置方式基本上是由逆流布置和顺流布置的结合，传热发生在相邻通道上，这些流体布置形式可以简单地通过在板端口周围增加适当的折板来获得。单流程布置用于每侧流体流量大而 ΔT 相对较小的情况，n-n 流程布置(n 可以是很大的数)用于每侧流体流量小而 ΔT 相对较大的情况，其他的流程布置方式用于中等流量和 ΔT 及流量不平衡的情况。表 3.6 列出了 14 种流动布置方式的板式换热器的 P—NTU 结果，另外有十种流动布置方式(直到 4-4 流程)的 P—NTU 的结果由 Kandlikar 和 Shah 给出。

3.7 平均温差法

在这一节我们介绍对数平均温差 $LMTD$、平均温差和对数平均温差修正系数 F 的概念，然后介绍平均温度法用到的三个量纲为一量之间的隐式和显式关系式。

3.7.1 对数平均温差

对数平均温差($LMTD$ 或 ΔT)定义为

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{\text{I}} - \Delta T_{\text{II}}}{\ln\left(\dfrac{\Delta T_{\text{I}}}{\Delta T_{\text{II}}}\right)} \tag{3.172}$$

这里 ΔT_{I} 和 ΔT_{II} 是逆流或顺流换热器两端的两种流体的温度差。对于逆流换热器，从图 1.50 得

$$\Delta T_{\text{I}} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \Delta T_{\text{II}} = T_{h,o} - T_{c,i} \tag{3.173}$$

对于顺流换热器，从图 1.52 得

$$\Delta T_{\text{I}} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad \Delta T_{\text{II}} = T_{h,o} - T_{c,o} \tag{3.174}$$

对于所有其他流动布置方式，换热器被假定为在同样 R(或 C^*)值和同样的终端温度(或温度效率)下的逆流单元，因此，其 $LMTD$ 采用式(3.173)中的 ΔT_{I} 和 ΔT_{II} 通过式(3.172)来进行计算。注意，$LMTD$ 代表了传热过程中的最大温度势能，它只能在逆流换热器中得到。由式(3.173)和式(3.172)定义的 ΔT_{lm} 的一些极限值为

$$\Delta T_{lm}=\begin{cases}\dfrac{\Delta T_{\mathrm{I}}+\Delta T_{\mathrm{II}}}{2}, & \Delta T_{\mathrm{I}}\to\Delta T_{\mathrm{II}}\\ \Delta T_{\mathrm{I}}=\Delta T_{\mathrm{II}}, & \Delta T_{\mathrm{I}}=\Delta T_{\mathrm{II}}\\ 0, & \Delta T_{\mathrm{I}}\text{或}\Delta T_{\mathrm{II}}=0(NTU\to\infty)\end{cases} \tag{3.175a}$$

可以发现当$1\leqslant\Delta T_{\mathrm{I}}/\Delta T_{\mathrm{II}}\leqslant 2.2$时，用算术平均温差来代替对数平均温度所产生的误差在5%之内，即：$\Delta T_{am}/\Delta T_{lm}<1.05$，这里有

$$\Delta T_{am}=\frac{\Delta T_{\mathrm{I}}+\Delta T_{\mathrm{II}}}{2}=\frac{T_{h,i}-T_{c,o}}{2}+\frac{T_{h,o}-T_{c,i}}{2}$$
$$=\frac{T_{h,i}+T_{h,o}}{2}-\frac{T_{c,i}+T_{c,o}}{2} \tag{3.175b}$$

注意$\Delta T_{lm}\leqslant\Delta T_{am}$。

涉及入口温差$\Delta T_{\max}=T_{h,i}-T_{c,i}$的标准对数平均温差$\Delta T_{lm}$可以用温度效率和换热器有效度的形式来表达。

$$\frac{\Delta T_{lm}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\frac{P_1-P_2}{\ln\left(\dfrac{1-P_2}{1-P_1}\right)}=\frac{(1-C^*)\varepsilon}{\ln\left(\dfrac{1-C^*\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)} \tag{3.176}$$

这个关系式可以从ΔT_{lm}、P_1、P_2、ε和C^*的定义中直接得到，因此适用于所有的流体布置方式。下面是式(3.176)的两个极限形式。

$$\frac{\Delta T_{lm}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\begin{cases}\dfrac{\Delta T_{lm}}{\Delta T_{\max}}=1-\varepsilon, & C^*\to 1 \quad (3.177)\\ \dfrac{\Delta T_{lm}}{\Delta T_{\max}}\to 0, & \varepsilon\to 1 \quad (3.178)\end{cases}$$

当$\Delta T_{\mathrm{I}}=\Delta T_{\mathrm{II}}$时，式(3.177)与式(3.175a)是相同的。式(3.177)与式(3.178)清楚地表明当$\varepsilon\to 1$时$\Delta T_{lm}\to 0$，因此，对于给定的换热器，*LMTD*的减小意味着换热器有效度的增加，另外一个解释是随着*NTU*也即*A*的增加，ΔT_{lm}减小。

3.7.2 对数平均温差修正系数

如式(3.12)所示，换热器的传热量为

$$q=UA\Delta T_m \tag{3.179}$$

这里*UA*是式(3.24)所定义的换热器总传热系数，ΔT_m是真实(或有效)平均温差，简单地称平均温差。在同样的入口和出口流体温度下，ΔT_m的值对于不同的换热器流动布置方式是不同的。相反，如式(3.172)所示，*LMTD*对所有的换热器流动布置方式是相同的。根据式(3.62)与ε和$\Delta T_{\max}$的定义，ΔT_m可以用ε、*NTU*和热侧的温度降(或升)来表示。

$$\Delta T_m=\frac{\Delta T_{\max}\varepsilon}{NTU}=\frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{\dfrac{UA}{C_h}}=\frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{\dfrac{UA}{C_c}} \tag{3.180}$$

另外，也可以用 P_1 和流体 1 与 2 或壳侧和管侧流体的温度范围来表示。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} P_1}{NTU_1} = \frac{P_1 |T_{1,i} - T_{2,i}|}{NTU_1} = \frac{|T_{1,i} - T_{1,o}|}{\frac{UA}{C_1}} = \frac{|T_{2,o} - T_{2,i}|}{\frac{UA}{C_2}}$$

$$= \frac{|T_{t,o} - T_{t,i}|}{\frac{UA}{C_t}} = \frac{|T_{s,i} - T_{s,o}|}{\frac{UA}{C_s}} \tag{3.181}$$

如随后表明的，只有对逆流、顺流或 $C^* = 0$ 换热器有

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \tag{3.182}$$

这可以从能量平衡式(3.2)和换热方程式(3.4)中去掉 dq，然后对其积分得到。对于所有其他的流动布置方式，对这些微分能量和传热方程的积分将得到一个复杂的 ΔT_m 的显式或隐式表达式。因此，对这些流动布置方式，定义一个修正系数是方便的，该系数 F 定义为真实平均温差和对数平均温差之比，或给定的换热器的实际传热量与具有相同的 UA 和流体温度的逆流换热器的传热量之比，如下面两个方程所示。

$$F = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} = \frac{q}{UA\Delta T_{lm}} \tag{3.183}$$

因此，

$$q = UAF\Delta T_{lm} \tag{3.184}$$

F 称之为对数平均温差修正系数或换热器结构修正系数。它是一个量纲为一量，可以看出它通常与温度效率 P，热容量比 R 和流动方式有关。

$$F = \begin{cases} \phi_1(P_1, R_1) = \phi_1(P_2, R_2)，\text{对于流对称换热器} & (3.185) \\ \phi_1(P_1, R_1) = \phi_2(P_2, R_2)，\text{对于非流对称换热器} & (3.186) \end{cases}$$

例如，对于流对称的 1-2 TEMA E 型换热器和一流体混合而另一流体不混合的非流对称交叉换热器来说，式(3.185)和式(3.186)的显式表达式分别见表 3.8。

表 3.8 对指定换热器流动布置方式的换热器（F 作为 P_1 和 R_1 的显式函数表达式）

流动形式	公式
逆流	$F = 1$
顺流	$F = 1$
交叉流(单流程) 流体 1 不混合，流体 2 混合，流动非对称	$F = \frac{\ln\left(\frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1}\right)}{(R_1 - 1)\ln\left(1 + \frac{1}{R_1}\ln(1 - R_1 P_1)\right)} = \frac{\ln\left(\frac{1 - R_2 P_2}{1 - P_2}\right)}{\left(1 - \frac{1}{R_2}\right)\ln[1 + R_2 \ln(1 - P_2)]}$

（续）

流动形式	公式
流体1混合，流体2不混合，流动非对称	$F=\dfrac{\ln\left(\dfrac{1-R_1P_1}{1-P_1}\right)}{\left(1-\dfrac{1}{R_1}\right)\ln[1+R_1\ln(1-P_1)]}$ $=\dfrac{\ln\left(\dfrac{1-R_2P_2}{1-P_2}\right)}{(R_2-1)\ln\left(1+\dfrac{1}{R_2}\ln(1-R_2P_2)\right)}$
1-2 TEMA E型，壳侧流体混合，流动非对称	$F=\dfrac{D_1\ln\left(\dfrac{1-R_1P_1}{1-P_1}\right)}{(1-R_1)\ln\dfrac{2-P_1(1+R_1-D_1)}{2-P_1(1+R_1+D_1)}}$ $=\dfrac{D_2\ln\left(\dfrac{1-R_2P_2}{1-P_2}\right)}{(1-R_2)\ln\dfrac{2-P_2(1+R_2-D_2)}{2-P_2(1+R_2+D_2)}}$ 这里 $D_1=(1+R_1^2)^{\frac{1}{2}}$ $D_2=(1+R_2^2)^{\frac{1}{2}}$
对于所有的换热器，当 $R_1=0$ 或者∞时	$F=1$

对真正的逆流换热器，F 等于1，因此对任何换热器，其最大温度势能（驱动力）T_m 接近于对数平均温差 T_{lm}（假定两流体为逆流布置计算得到）。对其他流动布置方式，当 R_1 和 P_1 都不为0时，其 F 一般小于1。F 可以写成 NTU_1、R_1 和 P_1 的显式表达式如式(3.202)所示。对于这些流动布置方式，需要清楚地理解 F 的限定意义，它不代表换热器的效率，而是代表真实的温度差与纯逆流对数温差的偏离程度，换句话说，F 是实际换热器性能与逆流换热器性能比较的一个度量。F 值接近于1并不意味着换热器高效，它意味换热器在具有可比性的流体流量和入口温度运行条件下与逆流的接近程度。

应该强调的是在3.2.1节对换热器分析所涉及的所有的理想化假定在 F 和 ΔT_m 的推导过程中都已涉及，但是却并没有包含在对数平均温差 ΔT_{lm} 的概念中，这与有时文献会提到的那样不同。对所有换热器，ΔT_{lm} 的定义由式(3.172)给出，而对除顺流换热器外的其他所有换热器，ΔT_{I} 和 ΔT_{II} 由式(3.173)给出，对于顺流的换热器其由式(3.174)给出。

平均温差方法通常用于设计管壳式换热器，因为对逆流换热器，当有效 ΔT（由 ΔT_m 给出）相对于逆流换热器最可能的 ΔT（由 ΔT_{lm} 给出）而减小时，它给了设计者一种对尺寸大小的“感觉”。ΔT_m 相对于 ΔT_{lm} 的大幅度减小意味着在同样

的逆流有效度或 NTU_{cf}情况下，较低的 F 值或较大的 NTU 值[见式(3.200)或式(3.204)]，或相同 NTU 下温度效率的减小[见式(3.203)或式(3.204)]。在这种情况下，换热器工作在 ε—NTU 或 P—NTU 曲线的渐近区域，换热面积的大幅增加只能引起传热量少量的增加，对于给定的换热器，不管是否存在温度交叉现象，通常都是如此。因为管壳式换热器的成本是设计时要考虑的一个重要因素，所以通常会把 F 值设计在 ε—NTU 或 P—NTU 曲线较陡的区域($\varepsilon<60\%$)，作为一种经验方法，应该选择 F 值等于 0.80 或更高。然而，对 1-2 TEMA E 换热器，当温度在第二管程末端交汇时，式(3.114)提供了一种选择 F_{min}的较好的指导方法，对平均温差和 ε—NTU 方法更详细的比较将在 3.9 节讨论。

当换热器中的冷、热流体的温度保持恒定时(如有相变或 $C^*=0$ 的情况)，式(3.182)和式(3.183)变为

$$\Delta T_m=\Delta T_{lm}=T_{h,i}-T_{c,i}=\Delta T_{max}\text{且 }F=1 \tag{3.187}$$

这也是对一侧流体凝结而另一侧流体沸腾(每侧流体均为单组分或具有共同的沸点)，或其中一种流体是水或其他高比热容的流体且具有高流量的情况的一种很好的近似，在这种情况下，式(3.179)变为

$$q=UA\Delta T_m=UA\psi(T_{h,i}-T_{c,i})=(UA)_{mod}(T_{h,i}-T_{c,i}) \tag{3.188}$$

其中的 ψ 由式(3.212)定义，当冷、热流体的温度恒定不变时，$(UA)_{mod}=UA$；然而，当它们不恒定时，有时在文献中用$(UA)_{mod}=UA\psi$ 来考虑平均温度不恒定的影响。因为平均温差法比 $\psi-P$ 方法(在 3.10 节讨论)应用得更普遍，所以在所有情况下建议用式(3.184)。

3.8 不同流动布置方式的系数

3.8.1 逆流换热器

我们来推导图 3.6 中逆流换热器的 ΔT_m 及 F 的表达式。下面从式(3.68)开始进行同样的代数运算，从热流体的入口侧(Ⅰ区)到出口侧(Ⅱ区)对式(3.75)进行积分，对于恒定的 U 我们得到

$$\ln\frac{\Delta T_{\mathrm{II}}}{\Delta T_{\mathrm{I}}}=\left(\frac{1}{C_c}-\frac{1}{C_h}\right)UA \tag{3.189}$$

注意 $\Delta T_{\mathrm{I}}=T_{h,i}-T_{c,o}$代表了一端的温差，$\Delta T_{\mathrm{II}}=T_{h,o}-T_{c,i}$代表另一端。用从能量平衡式(3.5)中得到的值代替上式中的 C_c 和 C_h，我们得到

$$\ln\frac{\Delta T_{\mathrm{II}}}{\Delta T_{\mathrm{I}}}=\frac{1}{q}[(T_{c,o}-T_{c,i})-(T_{h,i}-T_{h,o})]UA=\frac{1}{q}(\Delta T_{\mathrm{II}}-\Delta T_{\mathrm{I}})UA \tag{3.190}$$

重新整理该方程，得

$$q = UA\frac{\Delta T_{\mathrm{I}} - \Delta T_{\mathrm{II}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\mathrm{I}}}{\Delta T_{\mathrm{II}}}\right)} \tag{3.191}$$

比较式(3.191)和式(3.179)，得 ΔT_m 的数值为

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\mathrm{I}} - \Delta T_{\mathrm{II}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\mathrm{I}}}{\Delta T_{\mathrm{II}}}\right)} = \Delta T_{lm} \tag{3.192}$$

这里第二个等号后的 ΔT_{lm} 来自于式(3.172)的定义，这样，根据式(3.183)，对逆流换热器有

$$F = 1 \tag{3.193}$$

用式(3.192)与式(3.180)和式(3.181)比较，得到下面的逆流换热器的表达式。

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i})\varepsilon}{NTU} = \frac{\Delta T_{\max}\varepsilon}{NTU} = \frac{\Delta T_{\max}P_1}{NTU_1} \tag{3.194}$$

对逆流换热器所有的 C^* 值，式(3.192)和式(3.193)关系式都是有效的，所以对于 $C^* = 0$ 的特别情况也有效，正如我们以前注意到的，当 $C^* = 0$ 时，式(3.84)的逆流 ε—NTU 关系式对所有流动布置方式都是有效的，因此，当 $C^* = 0$ 无论其流动布置方式如何，都有

$$F = 1 \tag{3.195}$$

这就是在换热器中当一侧有沸腾或凝结出现的情况。

3.8.2　顺流换热器

利用与逆流换热器相似的推导过程，我们将顺流换热器表达为

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{\mathrm{I}} - \Delta T_{\mathrm{II}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\mathrm{I}}}{\Delta T_{\mathrm{II}}}\right)} \tag{3.196}$$

因此有

$$F = 1 \tag{3.197}$$

再次说明，这里的 ΔT_{I} 代表了换热器一端的温差，ΔT_{II} 代表了另一端的温差，它们已在式(3.174)中被定义。注意式(3.173)的定义对于顺流和逆流是不同的，如果我们用式(3.173)中 ΔT_{I} 和 ΔT_{II} 的定义，对顺流换热器有

$$F = \frac{R_1 + 1}{R_1 - 1}\,\frac{\ln\left(\frac{1 - R_1P_1}{1 - P_1}\right)}{\ln[1 - (1 + R_1)P_1]} \tag{3.198}$$

3.8.3　其他基本流动布置方式

如式(3.185)或式(3.186)所说明的那样，对于给定的流动布置方式，F 是

P_1 和 R_1 的函数。让我们将该普遍函数关系式推导成为以 NTU_1 作为一个附加项的显式形式。用式(3.181)的 ΔT_m 和逆流换热器式(3.194)的 ΔT_{lm}代替，则式(3.183)的 F 变为

$$F=\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}}=\frac{\Delta T_m}{(\Delta T_{lm})_{cf}}=\frac{\Delta T_{\max}P_1}{NTU_1}\left(\frac{NTU_1}{\Delta T_{\max}P_1}\right)_{cf} \tag{3.199}$$

为了计算 F，我们将我们所感兴趣的任何一种流动布置方式的实际换热器与具有同样终端温度和热容量的逆流换热器进行比较，这样，有 $P_1=P_{1,cf}$和 $\Delta T_{\max}=\Delta T_{\max,cf}$，式(3.199)简化为

$$F=\frac{NTU_{1,cf}}{NTU_1} \tag{3.200}$$

这里 NTU_1 代表一个给定的换热器的实际传热单元数。现在，表 3.6 中式(Ⅰ.1.2)的 $NTU_{1,cf}$可表示为

$$NTU_{1,cf}=\begin{cases}\dfrac{\ln\left(\dfrac{1-\dfrac{R_1}{P_1}}{1-P_1}\right)}{1-R_1}, & R_1\neq 1\\[2ex] \dfrac{P_1}{1-P_1}, & R_1=1\end{cases} \tag{3.201}$$

将式(3.201)代入式(3.200)得到所要求的适用于所有流动布置方式(除顺流布置)的 F、P_1、R_1 和 NTU_1 的显式表达式。

$$F=\begin{cases}\dfrac{\ln\left(\dfrac{1-R_1P_1}{1-P_1}\right)}{NTU_1(1-R_1)}, & R_1\neq 1\\[2ex] \dfrac{P_1}{NTU_1(1-P_1)}, & R_1=1\end{cases} \tag{3.202}$$

如果 F 采用式(3.198)而不是常用的 $F=1$，那么式(3.202)对于顺流形式也适用。

对于式(3.202)，我们也可以将 P_1 表达成 F、R_1 和 NTU_1 的函数。

$$P_1=\begin{cases}\dfrac{1-\exp[F\cdot NTU_1(1-R_1)]}{R_1-\exp[F\cdot NTU_1(1-R_1)]}, & R\neq 1\\[2ex] \dfrac{F\cdot NTU_1}{1+F\cdot NTU_1}, & R=1\end{cases} \tag{3.203}$$

F 和有效度之间的关系式也可以通过将式(3.181)和式(3.180)第一个等号所得的 ΔT_m 代入到式(3.183)得到

$$F=\frac{NTU_{cf}}{NTU}=\frac{\Delta T_{\max}P_1}{NTU_1\Delta T_{lm}}=\frac{\Delta T_{\max}\varepsilon}{NTU\Delta T_{lm}} \tag{3.204}$$

利用式(3.99)，式(3.103)和式(3.108)的关系式，式(3.202)的 F 可以表达为 ε、NTU 和 C^* 的关系式。

$$F=\begin{cases}\dfrac{\ln\left(\dfrac{1-C^*\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)}{NTU(1-C^*)}, & C^*\neq 1\\[2ex] \dfrac{\varepsilon}{NTU(1-\varepsilon)}, & C^*=1\end{cases}\tag{3.205}$$

让我们强调一下式(3.200)和式(3.202)的意思。因为这些方程式是基于 $P_1=P_{1,cf}$，$R_1=R_{1,cf}$和 $\Delta T_{max}=\Delta T_{max,cf}$的假设，这意味着对于给定的换热器要达到相同的逆流有效度，有 $F\cdot NTU_1=NTU_{1,cf}$，因此，F 系数越低，要求的 NTU_1 的值就越高。

$$F\propto\frac{1}{NTU_1}\tag{3.206}$$

而且，对于非逆流换热器，由于 $F\Delta T_{lm}=\Delta T_m=(\Delta T_{lm})_{cf}$和 $F<1$，所以对于给定的 NTU_1 和 R_1，所有其他流动布置方式的换热器的对数平均温差将高于逆流换热器的对数平均温差。

然而，如果我们想要在相同的 NTU_1、R_1 和 ΔT_{max}条件下比较一个给定的换热器 A 和任何其他形式的换热器 B(如比较 TEMA　E 和 TEMA　J)，我们两次采用式(3.202)(以比率形式)得到两换热器的比率 F_A/F_B 为

$$\frac{F_A}{F_B}=\begin{cases}\dfrac{\ln\left(\dfrac{1-R_1P_{1,A}}{(1-P)_{1,A}}\right)}{\ln\left(\dfrac{1-R_1P_{1,B}}{(1-P)_{1,B}}\right)}, & R_1\neq 1\\[2ex] \dfrac{P_{1,A}(1-P_{1,B})}{P_{1,B}(1-P_{1,A})}, & R_1=1\end{cases}\tag{3.207}$$

这里 P 的第二个下标 A 或 B 分别表示换热器 A 和 B。从这个式子可以看出，对于给定的 NTU_1、R_1 和 ΔT_{max}，我们得到

$$F_A<F_B,\quad P_{1,A}<P_{1,B}\tag{3.208}$$

这意味着在相同的 NTU_1、R_1 和 ΔT_{max}的条件下比较两换热器时，F 的减小将转换成 P_1 的减少，反之亦然。

虽然式(3.202)中的 F 是三个量纲为一量 NTU_1、P_1 和 R_1 的函数，但我们知道 NTU_1 是 P_1 和 R_1 的函数，这可以从式(3.110)中获得，因此对于一个给定的流动布置方式，F 只是两个量纲为一量 P_1 和 R_1[如式(3.185)说明的]，或 NTU_1 和 P_1，或 NTU_1 和 R_1 的函数。

基于表 3.6 的结果，对于所有考虑到的流动布置方式，P_1 都能够表示成 NTU_1 和 R_1 的一个显函数，然而，只有一部分流动布置方式，NTU_1 可以表示为

P_1 和 R_1 的显函数，如 ε—NTU 方法中的表 3.4 所示，因此可以将这些流动布置方式的 NTU_1 的表达式代入式(3.204)，以获得 F 对 P_1 和 R_1 或 ε 和 C^* 的显函数。所有已知的系数 F 的显式表达式列于表 3.8 中。对于表 3.6 中所有的其他形式，因为 NTU_1 不能表达为 P_1 和 R_1 的显函数，它可以通过已知的 P_1 和 R_1 值通过迭代计算得到，然后，从式(3.204)中计算得到 F。

1-2 TEMA E 型换热器(流对称)的系数 F 列于图 3.26 中。如前面所提到的，式(3.114)代表了在第二个流程出口发生温度交叉，相应的系数 F(从表 3.8 的表达式中计算得到)在图 3.26 中被指定为 F_{min}。对 1-2 换热器，当 F 低于 F_{min}，将会出现温度交叉。

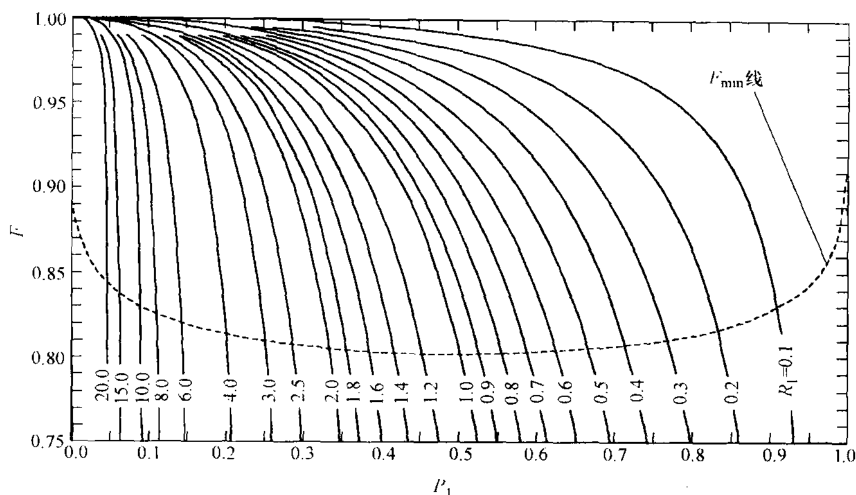


图 3.26 *LMTD* 修正系数 F 作为 P_1 和 R_1 的函数

(壳侧混合的 1-2 TEMA E 型管壳式换热器)

通过观察这幅图可得到以下重要的结论：

1) 对于确定的 P_1，系数 F 随着 R_1 的减小而增加。

2) 随着 R_1 的增加，F—P_1 的曲线变得更陡。

3) 对于确定的 R_1，系数 F 随着 P_1 的减小而增加；对于所有的 R_1，当 $P_1 \to 0$ 时 $F \to 1$。

4) 从图 3.26 中可以看到当 $R_1 > 0$ 时，随着 $NTU_1 \to \infty$，有 $F \to 1$ 或对于所有的 $R_1 > 0$，P_1 趋近于渐近值，F—P_1 的渐近趋势相当于 ε—NTU 在高 NTU 区的渐进特性，在这个区域中，要获得较小的 P_1 变化就要求较大的 F 值变化，低 F 值意味着换热器需要大的面积。

应该指出的是虽然在高 R_1 时的曲线相对于低值时陡了许多，但这个陡度或

曲线的渐近性质，是容易令人误解的。

1）如果我们考虑基于壳侧的 P_1 和 R_1 分别为0.2899和2.5，从图3.26得到系数 F 为0.7897。如果 P_1 和 R_1 是基于管侧的，其值将分别为0.7247(为0.2899 × 2.5)和0.4(为1/2.5)，相应的系数 F 则为0.7897。仔细观察图3.26，对流对称换热器的确表明了这一事实[○](虽然只有两位有效数字)。

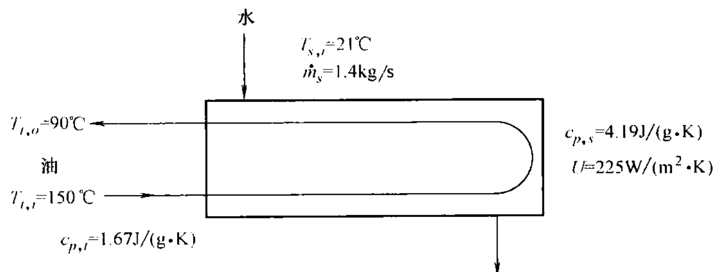
2）在高 R_1 值区，很陡的 F—P_1 曲线表明对应于一个小的 P_1 变化将导致 F 有一个大的变化，但它并不意味着换热器的热负荷将有一个大的波动，因为 $q \propto F \geqslant (q = UAF\Delta T_{lm})$。所有这些意味着随着 P_1 的变化，UA 将有一个方向相反的波动(相对于相同的 R_1，如图3.13所示的 P—NTU 曲线的渐近线特性)，因此 UAF 乘积的变化将会与 P_1 有一个相似的变化，因为 $q = P_1C_1 |T_{1,i} - T_{1,o}|$。

例3.6　在一个1-2　TEMA　E型管壳式换热器中，温度为21℃的水以1.4kg/s的流量进入壳侧，全损耗系统用油以1.0kg/s的流量在管子内流动，其中油的入口和出口温度分别为150℃和90℃，如果 $U = 225\ W/m^2$，用平均温差和 ε—NTU 两种方法求出换热器的换热面积，水和油的比热容分别为4.19J/g和1.67J/g。

求解：

问题数据与简述：一单壳程双管程换热器(如图例3.6A所示)，流体流量、入口温度和热流体出口温度已知，总传热系数也已知。

确定：用平均温差和 ε—NTU 方法求换热器的换热面积。



图例3.6A　单壳程双管程换热器

假设：3.2.1节的假设有效，管子的双侧都没有肋片。

分析：

平均温差方法：我们首先确定 q 和 ΔT_{lm}，然后再求出 P、R 和 F，最后用平均温差传热方程式(3.184)求出 A。为了求出热负荷，我们先求出壳侧流体(水)和管侧流体(油)的热容量。

○　注意对于如式(3.186)所示的非流对称换热器，由给定的 P_1 和 R_1 计算出的 F 值将不等于由 P_2 ($= P_1R_1$)和 R_2 ($= 1/R_1$)计算出的 F 值，在这样的情况下，用式(3.202)来计算 F，并将式中所有的下标1用2来代替。

$$C_s = (\dot{m}c_p)_s = 1.4\text{kg/s} \times [4.19 \times 10^3 \text{J(kg} \cdot \text{K)}] = 5866\text{W/K}$$

$$C_t = (\dot{m}c_p)_t = 1.0\text{kg/s} \times [1.67 \times 10^3 \text{J(kg} \cdot \text{K)}] = 1670\text{W/K}$$

因此，油的换热量为

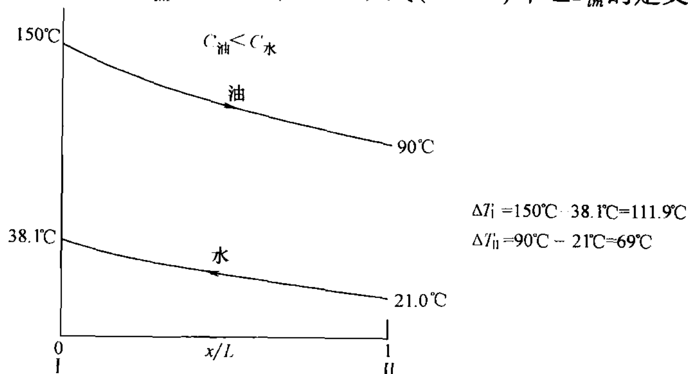
$$q = C_t(T_{t,i} - T_{t,o}) = 1670\text{W/K} \times (150 - 90)℃ = 100.2 \times 10^3 \text{W}$$

利用能量平衡方程，我们可以得到水的出口温度为

$$T_{s,o} = T_{s,i} + \frac{q}{C_s} = 21℃ + \frac{100.2 \times 10^3 \text{W}}{5866\text{W/K}} = 38.1℃$$

因此，四个终端温度都是已知的了。

现在让我们来求 ΔT_{lm}，用图例 3.6B 和式(3.172)中 ΔT_{lm}的定义，我们有



图例 3.6B 单壳程双管程换热器温度分布

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{\text{I}} - \Delta T_{\text{II}}}{\ln\left(\dfrac{\Delta T_{\text{I}}}{\Delta T_{\text{II}}}\right)} = \frac{(111.9 - 69)℃}{\ln\left(\dfrac{111.9℃}{69℃}\right)} = 88.74℃$$

根据式(3.96)和式(3.105)，壳侧 P_1 和 R_1 的值为

$$P_1 = \frac{T_{t,i} - T_{t,o}}{T_{t,i} - T_{s,i}} = \frac{(150 - 90)℃}{(150 - 21)℃} = 0.4651$$

$$R_1 = \frac{T_{s,o} - T_{s,i}}{T_{t,i} - T_{t,o}} = \frac{C_t}{C_s} = \frac{1670\text{W/K}}{5866\text{W/K}} = 0.2847$$

所以，根据图 3.26 或表 3.8 中的公式得 $F = 0.9776$，这样，利用传热量方程可得换热面积为

$$A = \frac{q}{UF\Delta T_{lm}} = \frac{100.2 \times 10^3 \text{W}}{225\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 0.9776 \times 88.74\text{K}} = 5.133\text{m}^2$$

ε—*NTU* 方法：我们首先确定 ε 和 C^*，然后是 *NTU* 和 *A*。在这个问题中，$C_t < C_s$ 因此有

$$C^* = \frac{C_t}{C_s} = \frac{1670\text{W/K}}{5866\text{W/K}} = 0.2847$$

针对管侧($C_{\min}$侧)采用有效度的定义，我们得到

$$\varepsilon=\frac{T_{t,i}-T_{t,o}}{T_{t,i}-T_{s,i}}=\frac{150℃-90℃}{150℃-21℃}=0.4651$$

现在我们可以用表3.4中针对1-2　TEMA　E型换热器的公式或根据图3.4对ε、NTU和C^*的恰当的解释来求出NTU，由此可得$NTU=0.6916$，这样，换热面积为

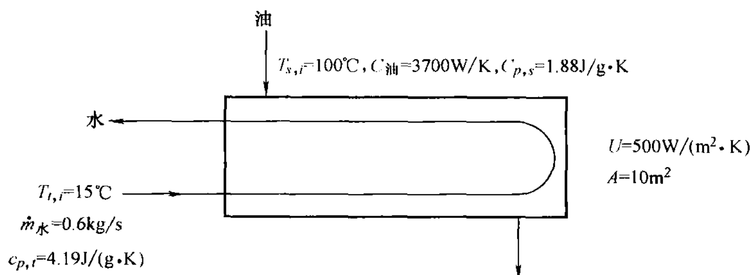
$$A=\frac{C_{\min}}{U}NTU=\frac{1670\mathrm{W/K}}{225\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}\times 0.6916=5.133\mathrm{m}^2$$

讨论与注释：利用平均温差和ε—NTU方法来求解尺寸问题的过程是非常直接的，正如所料，两种方法得出的换热面积相同。

例3.7　在一个油—水换热器中，温度为100℃，热容量为3700W/K的油进入到换热器，水的温度是15℃，流量为0.6kg/s，在1-2　TEMA　E管壳式换热器中，当$U=500\ \mathrm{W/m^2}$，表面积为$10\mathrm{m}^2$时，用平均温差方法求出出口温度，其中油和水的比热容分别为：1.88J/(g·K)和4.19J/(g·K)。

求解：

问题数据和简述：1-2　TEMA　E型管壳式换热器，流体流量，入口温度和换热器总的传热系数已知(如图例3.7所示)，而且，总的传热面积和两种流体的热阻比已知。



图例3.7　1-2　TEMA　E型管壳式换热器

确定：用平均温差方法求换热器两端的出口温度。

假设：3.2.1节的假设有效，管壁和污垢热阻忽略不计，油与水的热阻比在整个换热器中相同。

分析：平均温差传热量方程是为$q=UAF\Delta T_{lm}$

由于我们并不知道出口温度，所以不能直接计算ΔT_{lm}、q和F，而必须用迭代的方法来求解。已知R和NTU，我们可以通过估计P和F的办法，从热平衡中计算出口温度。

$$NTU_s=\frac{UA}{C_s}=\frac{500\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\times 10\mathrm{m}^2}{3700\mathrm{W/K}}=1.351$$

$$R_s = \frac{C_s}{C_t} = \frac{3700\text{W/K}}{0.6\text{kg/s} \times 4190\text{J/(kg} \cdot \text{K)}} = 1.472$$

根据图 3.13，P 的第一个估计值采用 0.43，出口温度可以从 P 的定义中计算出。

$$P_s = \frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{T_{s,i} - T_{t,i}} = \frac{(100 - T_{s,o})℃}{(100 - 15)℃} = 0.43$$

我们得油的出口温度为

$$T_{s,o} = 63.45℃$$

利用总能量平衡，可计算出水的出口温度为

$$T_{t,o} = T_{t,i} + \frac{C_s(T_{s,i} - T_{s,o})}{C_t} = 15℃ + 1.472(100 - 63.45)℃ = 68.69℃$$

对数平均温差为

$$\Delta T_{lm} = \frac{(100 - 68.79)℃ - (63.45 - 15)℃}{\ln \dfrac{(100 - 68.79)℃}{(63.45 - 15)℃}} = 39.20℃$$

对于 $P_s = 0.43$ 和 $R_s = 1.472$，根据图 3.26 或表 3.8 中的 F 方程，我们得到：$F = 0.72$。因此，换热量为

$$q = UFA\Delta T_{lm} = 500\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 10\text{m}^2 \times 0.72 \times 39.20℃ = 141.9 \times 10^3\text{W}$$

然后我们利用能量平衡方程计算出口温度为

$$T_{s,o} = T_{s,i} - \frac{q}{C_s} = 100℃ - \frac{141.9 \times 10^3\text{W}}{3700\text{W/K}} = 61.66℃$$

$$T_{t,o} = T_{t,i} + \frac{q}{C_t} = 15℃ + \frac{141.9 \times 10^3\text{W}}{2514\text{W/K}} = 71.43℃$$

因为这些温度与假设的温度不同，所以我们用新的计算值来进行迭代。新的对数平均温差，P_s 和 R_s 为

$$\Delta T_{lm} = \frac{(100 - 71.43)℃ - (61.66 - 15)℃}{\ln\left(\dfrac{(100 - 71.43)℃}{(61.66 - 15)℃}\right)} = 36.88℃$$

$$P_s = \frac{(100 - 61.66)℃}{(100 - 15)℃} = 0.451 \quad R_s = 1.472$$

对于 $P_s = 0.451$ 和 $R_s = 1.472$，由图 3.26 或表 3.8 中的 F 公式，我们得到 $F = 0.613$。

因此，传热量为

$$q = 500\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 10\text{m}^2 \times 0.613 \times 36.88℃ = 112.9 \times 10^3\text{W}$$

接下来，从能量平衡中求得新的出口温度为

$$T_{s,o} = 100℃ - \frac{112.9 \times 10^3\text{W}}{3700\text{W/K}} = 69.47℃$$

$$T_{t,o} = 15℃ + \frac{112.9 \times 10^3 W}{2514 W/K} = 59.93℃$$

根据 P 的第一个估计值和前两个迭代值所计算出的温度总结如下：

	$T_{s,o}$/℃	$T_{t,o}$/℃		$T_{s,o}$/℃	$T_{t,o}$/℃
估计值	63.45	68.79	迭代2	69.47	59.93
迭代1	61.66	71.43	正确值	63.08	69.35

对这个问题，如果我们继续迭代，出口温度将继续发散而不是收敛于正确值，因此，应用这个迭代方法是不恰当的。

解决校核问题的另一个替代方法是迭代 F 而不是 P_s，从而来保证问题的收敛。假设 $F=0.8$，该值是良好设计所常用的一个最小值。对 $R_t=1.472$ 和 $F=0.8$，根据图3.26确定 $P_t=0.4052$（实际上，这里和下面迭代过程中的 $P_t=P_s$ 是利用一个计算机程序计算出的精确值）。然后，从 P_s 的定义得出油的出口温度为

$$T_{s,o} = T_{s,i} - P_s(T_{s,i} - T_{t,i}) = 100℃ - 0.4052(100-15)℃ = 65.56℃$$

换热器的换热量为

$$q = C_s(T_{s,i} - T_{s,o}) = 3700 W/K \times (100 - 65.56)℃ = 127.43 kW$$

那么，水的出口温度为

$$T_{t,o} = T_{t,i} + \frac{q}{C_t} = 15℃ + \frac{127.43 kW}{0.6 kg/s \times 4.19 kJ/(kg \cdot K)} = 65.69℃$$

对数平均温差为

$$\Delta T_{lm} = \frac{(100-65.69)℃ - (65.56-15)℃}{\ln\left(\frac{(100-65.69)℃}{(65.56-15)℃}\right)} = 41.91℃$$

接下来，系数 F 的新值为

$$F = \frac{q}{UA\Delta T_{lm}} = \frac{127.43 kW}{500 W/(m^2 \cdot K) \times 10 m^2 \times 41.91℃} = 0.6080$$

用这个 F 值和 $R_t=3.26$，根据图3.26可求出 P_s。接下来按上面的步骤计算 $T_{s,o}$、q、$T_{t,o}$和 ΔT_{lm}并计算新的 F 值，按这种方法继续迭代直到出口温度在要求的精度范围内，下面是前16次迭代结果：

F	P_s	$T_{s,o}$	$T_{t,o}$	F	P_s	$T_{s,o}$	$T_{t,o}$
0.8	0.4052	65.56	65.69	0.7243	0.4291	63.53	68.68
0.6080	0.4513	61.64	71.46	0.6868	0.4375	62.81	69.74
0.7701	0.4163	64.61	67.09	0.7173	0.4314	63.33	68.98
0.6435	0.4456	62.13	70.75	0.6949	0.4363	62.92	69.58
0.7477	0.4234	64.01	67.98	0.7125	0.4322	63.26	69.08
0.6672	0.4417	62.46	70.26	0.6979	0.4359	62.95	69.54
0.7328	0.4273	63.68	68.46	0.7113	0.4329	63.20	69.17
0.6806	0.4394	62.65	69.98	0.7005	0.4355	62.98	69.49

这个迭代的收敛过程较慢，F 不断地波动，但它是收敛的。

这个校核问题可以用 Newton-Raphson 法来保证其收敛[即 $f(x)=0$ 的解，在本问题中，函数 f 是非线性的]，因为对于这个特殊问题有

$$F=\phi_1(P_s,R_s)=\phi_2(T_{s,o}) \tag{1}$$

根据壳侧和管侧的总能量平衡，由给定的 P_s 和 R_s，我们得到

$$T_{t,o}=\phi_3(T_{s,o}) \tag{2}$$

因此

$$\Delta T_{lm}=\phi_4(T_{s,o},T_{t,o})=\phi_5(T_{s,o}) \tag{3}$$

这样，利用 F 和 ΔT_{lm} 及 $T_{s,o}$ 的函数关系式，根据式(3.184)，我们得到关于 q 的函数关系式为

$$q=UAF\Delta T_{lm}=UA\phi_2(T_{s,o})\phi_5(T_{s,o})=\phi_6(T_{s,o}) \tag{4}$$

因为

$$q=UAF\Delta T_{lm}=C_s(T_{s,i}-T_{s,o}) \tag{5}$$

所以

$$UAF\Delta T_{lm}-C_s(T_{s,i}-T_{s,o})=0=\phi_6(T_{s,o})-\phi_7(T_{s,o})=\phi(T_{s,o}) \tag{6}$$

在式(6)中唯一不知道的是 $T_{s,o}$，该值可以用 Nenton-Raphson 法通过求解 $f(x)=0$ 而精确求得，然后，从能量平衡可以求得 $T_{t,o}$。

讨论和注释：这个例子清楚地表明校核问题不一定能够通过对 P_s 的简单迭代而求得；通过对 F 的迭代，它是缓慢收敛的，我们可以借助于更复杂的数值收敛方案来保证其收敛性。然而，这个问题也可利用 P—NTU 或 ε—NTU 法相对直接地解决，如例 3.2 所示的对不同运行状态下的逆流和顺流的例子。

3.8.4 换热器阵列和多流程

我们考虑两种情况：①求出由 n 个相同或不同换热器组成的换热器阵列的系数 F；②求出一个换热器阵列在指定的性能参数(如联合等效换热器)条件下的系数 F，当相同的单个换热器数目 n 增加时，单个 NTU_1/n 减小(这里的 NTU_1 是对联合等效换热器)。正如我们在 3.6.2 节讨论的那样，对换热器阵列的描述也适用于一个具有 n 个流程的多流程换热器。

对于图 3.19 所示的整体逆流的串联换热器阵列，联合等效换热器的系数 F 由下式给出(摘自 Shah 和 Pignotti，1989)。

$$F=\frac{1}{NTU_1}\sum_{i=1}^{n}NTU_{1,A_i}\cdot F_{A_i} \tag{3.209}$$

这里的 NTU_{1,A_i} 和 F_{A_i} 是单个换热器的 NTU_1 和 F 因子。假设该阵列有 n 个相同的换热器，则有

$$NTU_{1,A_i}=NTU_{1,p} \quad 和 \quad F_{A,i}=F_p \tag{3.210}$$

在这种情况下，由式(3.209)，我们可以知道

$$F = F_p \tag{3.211}$$

因此，我们可以得到这样的结论：对于整体逆流的串联换热器阵列而言，单个相同的换热器和联合等效换热器的系数 F 是相同的。

对于整体顺流的串联耦合换热器(如图3.21所示)和顺流耦合换热器(如图3.22和图1.58b所示)，在单个换热器和联合等效换热器的系数 F 之间不存在闭合关系式。对于单个换热器，系数 F 是通过已知的 P_{1,A_i} 和 R_{1,A_i} 来确定的，而对于联合等效换热器，其总的系数 F 则是通过已知的 P_1、NTU_1 和 R_1 用式(3.202)求得。单个换热器和联合等效换热器之间的 P、NTU 和 R 关系式在表3.6中给出：顺流耦合时用式(Ⅳ.1)；整体顺流的串联耦合时用式(Ⅳ.3)。

相对于整体顺流的串联耦合或 n 个换热器的顺流耦合，整体流动方向为逆流的串联耦合的有效度和传热量最高。因此，当给定流动布置方式的换热器不能满足所需热负荷时，一个可行的办法就是把换热器分为 n 个换热器，每个换热器有 $NTU_{1,p} = NTU_1/n$，将这些换热器按两流体的流动方向安排成为整体逆流布置的方式，在这种情况下，随着 n 的增加，换热器有效度将接近逆流式换热器，因为随着 n 的增加，单个换热器的 $NTU_{1,p}$ 会减小，F 将增加[见式(3.206)]，最终 $F \to 1$。然而，如式(3.211)所示，对于给定的 n，单个换热器和联合换热器的系数 F 是相同的。

例3.8　要求把蒸馏塔的进料预热到175℃，计划利用一个现有的1-2 TEMA E型换热器来实现蒸馏塔进料和底部产生物间的热交换，针对该问题的相应数据如下：

蒸馏塔进料：壳侧，$\dot{m}_s = 725\text{kg/h}$，$c_s = 3.43\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$，$T_{s,i} = 100℃$；

底部产生物：管侧，$\dot{m}_t = 590\text{kg/h}$，$c_t = 3.38\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$，$T_{t,i} = 235℃$；

表面积 $A = 21.58\text{m}^2$，总传热系数 $U = 77\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$

1）用这个换热器是否可以把进料加热到期望的175℃？

2）如果无法将进料加热到期望的温度，你能解释为什么吗？

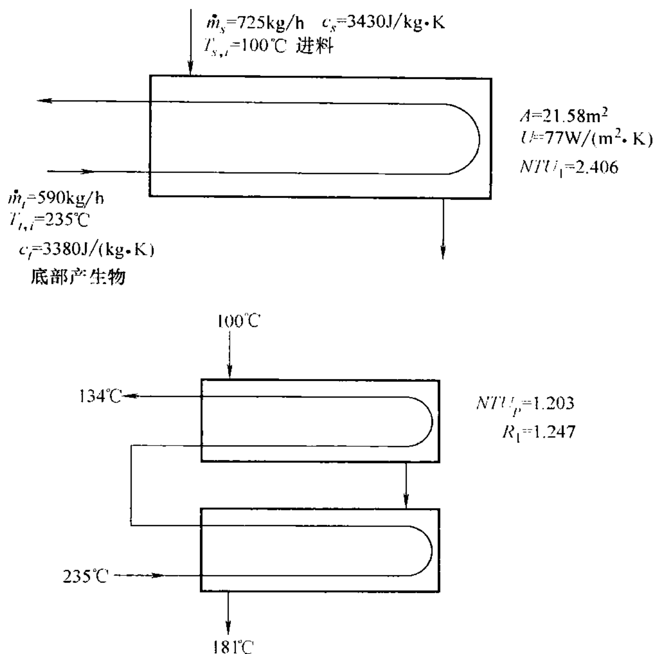
3）现在考虑用整体逆流串联耦合的两个换热器来代替题中1-2型换热器，每个换热器的 NTU 值为题中换热器的一半，这样总的 NTU 保持不变，现在确定蒸馏塔进料是否可以被加热到175℃。

4）比较1)和3)的结果，讨论它们的含意。

5）初始的1-2型换热器的系数 F 是多少？列出计算3)中两个串联换热器的系数 F 的步骤。后一情况的系数 F 是否大于或小于1)中单个1-2型换热器的？为什么？

求解：

问题数据和简述：流体流量，入口温度，总换热面积，总传热系数已知(如图例3.8所示)。



图例 3.8 1-2 TEMA E 型换热器

确定：

1）进料是否能够被加热到期望的温度？如果不能，为什么？

2）换热器数目加倍是否可将进料加热到期望的温度？

3）比较两种流动布置方式下的计算结果和相应的系数 F。

假设：3.2.1 节的假设有效，管的两侧都没有肋片，当两换热器串联时，流体在两换热器间完全混合。

分析：对问题 1）有

$$R_1=\frac{C_s}{C_t}=\frac{725\text{kg/h}\times(3.43\times10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}{590\text{kg/h}\times(3.38\times10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}=1.247$$

$$NTU_1=\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_s}=\frac{77\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}\times21.58\text{m}^2}{\frac{725}{3600}\text{kg/s}\times3430\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}}=2.406$$

这一部分可用两种方法解决。第一种方法，我们计算 P_1 和出口温度。

对于 $R_1=1.247$ 和 $NTU_1=2.406$，由表 3.6 的式（Ⅲ.1.1）或图 3.13，我们得

$$P_1=0.5108$$

因此有

$$T_{s,o}=T_{s,i}+P_1(T_{t,i}-T_{s,i})=100℃+0.5108(235-100)℃=169.0℃$$

$$T_{t,o}=T_{t,i}-P_1R_1(T_{t,i}-T_{s,i})=235℃-0.5108\times1.247(235-100)℃=149.0℃$$

所以，用1-2型换热器塔无法将进料加热到期望的温度。

另一种解决方法是计算加热到期望的175℃所要求的 $P_1(=P_s)$。

$$P_1=\frac{T_{s,o}-T_{s,i}}{T_{t,i}-T_{s,i}}=\frac{(175-100)℃}{(235-100)℃}=0.5556$$

现在，根据表3.6的式(Ⅲ.1)，当 $NTU_1\to\infty$ 时，我们得到

$$P_{1,\max}=\frac{2}{1+R_1+(1+R_1^2)^{\frac{1}{2}}}=\frac{2}{1+1.247+(1+1.247^2)^{\frac{1}{2}}}=0.5201$$

这样，当 $NTU_1\to\infty$ 时，壳侧最大的流体温度效率在理想情况下可以达到0.5201，而175℃的出口温度所要求的 P_1 为0.5556，因此，即便换热面积无限大，塔进料也无法被加热到175℃。

注意，如果我们有一个 $R_1=1.247$ 和 $NTU_1=2.406$ 的纯逆流换热器，由表3.6的式(Ⅰ.1.1)，我们可得 $P_1=0.6446$，在这种情况下，壳侧出口温度为

$$T_{s,o}=T_{s,i}+P_1(T_{t,i}-T_{s,i})=100+0.6446(235-100)=187.0℃$$

这意味着在纯逆流换热器中，进料可以被加热到187.0℃。

对问题2)有：当 $P_1=0.5108$ 和 $R_1=1.247$ 时，根据表3.6的式(Ⅲ.1.3)或图3.26的外推线，系数 F 为0.5023，该值太低，将有温度交叉发生(如图3.26所示的 $F_{\min}$ 曲线)。这种流动布置方式下的换热器是无法用给定的换热面积把给料加热到175℃，即使将换热面积 A 增加到∞，也无法达到这样的目的。

对问题3)有：现在 $NTU_{1,p}=2.406/2=1.203$ 和 $R_1=1.247$，因此从表3.6的式(Ⅲ.1.1)得 $P_{1,p}=0.4553$，或从表3.13得 $P_{1,p}=0.46$。整体逆流布置的两个1-2换热器的总温度效率可从式(3.131)中求得

$$P_1=\frac{\left(\frac{1-R_1P_{1,p}}{1-P_{1,p}}\right)^2-1}{\left(\frac{1-R_1P_{1,p}}{1-P_{1,p}}\right)^2-R_1}=\frac{\left(\frac{1-1.247\times0.4553}{1-0.4553}\right)^2-1}{\left(\frac{1-1.247\times0.4553}{1-0.4553}\right)^2-1.247}$$

$$=0.5999$$

$$T_{s,o}=T_{s,i}+P_1(T_{t,i}-T_{s,i})=100℃+0.5999(235-100)℃=181.0℃$$

$$T_{t,o}=T_{t,i}-P_1R_1(T_{t,i}-T_{s,i})=235℃-0.5999\times1.247(235-100)℃=134.0℃$$

采用两个换热器，进料可被加热到181℃，高于上面要求的175℃。

对问题4)有：如果我们用整体逆流布置串联耦合的两个换热器(每个换热器的 $NTU_1=1.203$)来代替一个 $NTU_1=2.406$ 的1-2型换热器，我们能够把壳侧流体温度效率从0.5108增加到0.5999。无论单个换热器的流动布置方式如何，当有两个或更多换热器以整体为逆流的方式串联时，总的温度效率接近于纯逆流换热器。注意，在问题3)的部分，当 $P_{1,p}=0.4553$ 和 $R_1=1.247$，用表3.6的式(Ⅲ.1.3)(或如图3.26所示)得 $F=0.7786$，因此，在单个换热器中只有很小的

温度交叉，换热面积获得更有效的利用。

注意当采用两个前端面面积较小的1-2型换热器时，由于流动面积减小了一半，所以流动速度增加了1倍，这种变化也会使单个换热器的 h 增加，因此使得 NTU_1、P_1 和 q 比计算值有更进一步增加。在这种设计中，一个重要而常被忽视的影响是两侧的压降将会有很大的增加(在第6章进一步讨论)。

对问题5)有：当 $R_1=1.247$ 和 $NTU_1=2.406$ 时，初始的1-2型换热器的系数 F 是0.5023，如问题2)中所示，当两个1-2型换热器以总流动方向为逆流的布置方式连接在一起时，串联的两个换热器的系数 F 与单个换热器的相同[见式(3.211)]，因为对逆流布置而言，$F=1$。因此，对于串联的两个1-2换热器当 $R_1=1.247$ 和 $NTU_1=1.203$ 时，从表3.6的式(Ⅲ.1.3)或图3.26可得：$F=0.7786$。

另外的验证可以从系数 F 的一般定义式(3.204)中得

$$F=\frac{\Delta T_{\max}P_1}{NTU_1\Delta T_{lm}}$$

只要采用的 P_1、NTU_1 和 ΔT_{lm} 值恰当，这个 F 公式对单个换热器或整体逆流布置的多个换热器串联都是有效的。对于两个串联的换热器，总的 $NTU_1=2.406$ 和 $P_1=0.5999$，如问题3)部分计算的，利用问题3)部分的温度，可以求出：$\Delta T_{\max}=235℃-100℃=135℃$ 和 $\Delta T_{lm}=43.23℃$。

那么在这种情况下，F 为

$$F=\frac{135\times0.5999}{2.406\times43.23}=0.7786$$

因此，对于整体逆流布置的两个尺寸为一半的串联耦合1-2型换热器，其系数 F 高于一个全尺寸的1-2型换热器(即总 NTU 相同的一个换热器)。

讨论和注释：从这个例子中可以发现以下几点：

1）当一个特定的换热器不能提供所要求的换热负荷时，应该试尝一种性能更高的流动布置方式，整体逆流布置的串联耦合换热器的有效度能够接近逆流换热器的有效度。

2）对于整体逆流的串联耦合，其单个相同换热器和联合等效换热器的系数 F 相同。然而，整体逆流的两个串联的1-2型换热器的系数 F 高于具有相同总 NTU 的单个1-2换热器的系数 F。

3）当一个换热器被分成 n 个相同的换热器，按整体逆流串联耦合时，$NTU_{1,p}$ 随 n 的增加而减少；类似地，当 $R_1=R_{1,p}$ 时，单个换热器和联合等效换热器的 F 随着 n 的增加而增加。当 $n\to\infty$ 时，$NTU_1\to0$，$\varepsilon_p\to0$，$F\to1$ 和 $P_1\to P_{1,cp}$。

对这个问题，两个换热器总温度效率超过了所要求的温度效率，因此，可以减小单个换热器的 NTU 值。这样做后，换热器的热力和物理尺寸将可以减小，从而降低成本，然而，两个较小换热器的价格将可能高于单个较大换热器的价

格。关于采用附加换热器的应用需要开展进一步的研究。压降限制和外部条件的限制(如管子的位置,空间尺寸)也许会限制可允许使用的换热器的数目。

3.9　ε—*NTU*、*P*—*NTU* 和平均温差方法的比较

换热器的传热分析可以用前面所描述的 ε—*NTU*、*P*—*NTU* 和平均温差方法中的任何一种。我们先来比较传热量方程和与这些方法相关的量纲为一量的关系式，并列在表3.9中。显然，每个方法有三个与之相关的量纲为一量，而且在这三个方法中存在直接一一对应的联系，只是最后方程的代数形式不同而已。

现在让我们来讨论有关两个特殊的换热器问题——校核问题和尺寸问题解法的基本步骤。在尺寸问题中，U、C_c、C_h 和入口、出口(终端)温度是确定的，需要求其换热面积 A。ε—*NTU* 和平均温差方法的基本步骤在下面给出。因为 *P*—*NTU* 和 ε—*NTU* 有着密切的联系，用 P_1、NTU_1 和 R_1 分别代替 ε、*NTU* 和 C^*，*P*—*NTU* 方法的求解过程将与 ε—*NTU* 的相同。对这种求解过程，可以很容易地采用一个计算机算法来进行。

3.9.1　尺寸和校核问题的求解

3.9.1.1　尺寸问题的求解

(1) ε—*NTU* 方法

1) 根据给定的入口和出口温度计算 ε，并计算 $C^* = C_{min}/C_{max}$。

2) 对于给定的流动布置方式，由已知的 ε 和 C^* 用 ε—*NTU* 图(类似于图3.7)确定 *NTU* 或用分析表达式或数值法求 *NTU*，如果是利用 ε—*NTU* 公式求 *NTU*，对某些流动布置方式可能需要进行迭代计算。

3) 从 $A = NTU \cdot C_{min}/U$ 中计算需要的表面积 A。

表3.9　ε—*NTU*、*P*—*NTU* 和平均温差方法的比较

ε—*NTU*	*P*—*NTU*		平均温差
$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$	$q = P_1 C_1 \lvert T_{1,i} - T_{2,i} \rvert$		$q = UAF\Delta T_{lm}$
$\varepsilon = \phi_1(NTU, C^*)$	$P_1 = \phi_2(NTU_1, R_1)$		$F = \phi_3(P_1, R_1)$
	$C_c = C_{min}$	$C_h = C_{min}$	
	$P_1 = \varepsilon$	$P_1 = C^* \varepsilon$	
	$R_1 = C^*$	$R_1 = 1/C^*$	

$$F = \frac{NTU_{cf}}{NTU} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i})\varepsilon}{NTU\Delta T_{lm}} = \frac{1}{NTU(1 - C^*)}\ln\frac{1 - C^*\varepsilon}{1 - \varepsilon} \xrightarrow[C^*=1]{} \frac{\varepsilon}{NTU(1 - \varepsilon)}$$

$$F = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i})P_1}{NTU_1\Delta T_{lm}} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i})P_1}{NTU_1\Delta T_{lm}} = \frac{1}{NTU_1(1 - R_1)}\ln\frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1} \xrightarrow[R_1=1]{} \frac{P_1}{NTU_1(1 - P_1)}$$

（2） 平均温差方法

1） 从给定的入口和出口温度中计算 P_1 和 R_1。

2） 对给定的流动布置方式，根据已知的 P_1 和 R_1，从 $F—P_1$ 曲线（类似于图3.26）中求 F。

3） 在每一侧用 $q = \dot{m}c_p|T_i - T_o|$ 计算传热量，从终端温度计算对数平均温差。

4） 从 $A = q/UF\Delta T_{lm}$ 中计算 A。

3.9.1.2 校核问题的解

（1） ε—NTU 方法

1） 根据给定的数据计算 NTU 和 C^*。

2） 对于给定的流动布置方式，由已知的 NTU 和 C^* 从 ε—NTU 图或 ε—NTU 公式中求 ε。

3） 由 $q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$ 求 q，由 $T_{h,o} = T_{h,i} - q/C_h$ 和 $T_{c,o} = T_{c,i} + q/C_c$ 求出口温度。

（2） 平均温差方法

1） 由 $R_1 = C_1/C_2$ 计算 R_1，假设 $F = 0.95$。

2） 对于给定的流动布置方式，由 $F - P_1$ 图确定 P_1。

3） 由 $q = P_1C_1(T_{2,i} - T_{1,i})$ 中计算 q。

4） 由已知的 q 根据能量平衡计算 $T_{1,o}$和 $T_{2,o}$，然后，求 ΔT_{lm}。

5） 计算 $F = q/UA\Delta T_{lm}$，如果 F 与第4）步的值不同，用 F 的最新的值继续迭代（即回到第2）步）。用这种方法不断地迭代直到 F 收敛到所需要的精度，出口温度可从第4）步中得到。

对指定的收敛标准，用上述任何方法求得的传热量或尺寸问题的结果是相同的。然而，尝试过后，人们更愿意用 ε—NTU 直接求解法而不是平均温差方法的迭代法去求出口温度。

对每一种方法的要点总结如下。

3.9.2 ε—NTU 方法

1） 涉及的量纲为一量有热力学意义。

2） 在推导 ε—NTU 公式的过程中，直接明了地运用了能量平衡和传热量方程，因此在换热器设计理论中包含了物理意义。

3） 传热量和尺寸问题的解是直接的，如果不用绘图的结果，NTU 可用计算机程序从 $P_1 = \phi(NTU_1, R_1)$ 中求得。

4） 在这种方法中通过增加换热面积可以很直接明了地确定其对换热器性能的改进，从而优化成本投资。对于 U 为常数，它意味着对于给定的 C^*，可以从

ε—NTU 图中直接观察到随 NTU 的增加而导致的 ε 的增加。对于平均温差方法，这是无法从 F—P 图中看到的。

5）入口温度的变化对换热器性能的影响，能够从 ε 的定义中很容易的获得，因为入口温度对 NTU 和 C^* 影响不是很大(除非通过改变流体特性)，因此，对于给定的 ε，当入口温度变化时，可以计算出新的出口温度。这在 MTD 方法中是不那么容易做到的。

6）ε—NTU 方法的主要缺点在于对非流对称的换热器，需要随时清楚哪侧是 C_{min}，因为根据 C_{min}流体的不同，有两个不同的 ε 方程。

7）对于用图形表示的 ε—NTU 结果，其横坐标的范围是从 0 到 ∞，因此是无界的。

3.9.3 *P—NTU* 方法

1）如果流体 1 是 C_{min}侧流体，则当 $0 \leqslant R_1 \leqslant 1$ 时，这种方法和 ε—NTU 方法是相同的，否则，当 $0 \leqslant R_2 \leqslant 1$，则 $P_1 = P_2R_2$，ε—NTU 方法中的第 5)条和最后一条在这里也适用。

2）因为 P—NTU 方程在 $0 \leqslant R_1 \leqslant \infty$ 的范围内有效，所以无论换热器是否为流对称，在 R_1 的整个运行范围均可采用 P—NTU 公式。

3.9.4 平均温差方法

1）系数 F 代表了由于所用流动布置方式与理想逆流不同所造成的潜在的平均温差的损失。

2）F 与效率不同，F 的值接近 1 并不代表换热器高效，它只是意味着在具有可比性的流量和入口温度工作条件下，换热器与一个逆流换热器的接近程度。

3）对数平均传热方程 $q = UAF\Delta T_{lm}$意味着在换热器设计理论只需要传热方程，事实上能量平衡方程隐含在系数 F 中。

4）即使有了 F 相对于 P_1 与 R_1 的曲线图，校核问题的求解也是一个迭代过程。

5）当 ΔT_{lm}已知时，简单的传热方程 $q = UAF\Delta T_{lm}$可以立刻给人一种对 q 的感性认识，或者当 q 已知时，对 ΔT_{lm}的感性认识。根据经验，系数 F 的选值范围为 0.8～1.0，而 UA 为已知。

6）在新设计一个换热器的早期阶段，如果设计者根据经验对 ΔT_{lm}和系数 F 的值有一定的感性知识，那么对已知的 q 和 U，他可以估计出所需要的换热面积。对于大概的估计，不需要知道流动方式或换热器结构。这种估计方法在 ε—NTU 和 P—NTU 方法中是不可能的。

除了上述所讨论的各种方法的优缺点，需要再次强调的是对于给定的输入数

据，针对指定的收敛标准，采用上述所有的方法产生的结果是相同的。一般来说，ε—NTU 方法用在汽车、航空、空调、冰箱和其他设计制造紧凑型换热器的工业，而平均温差方法用于加工、动力和石化工业中设计和制造管壳式换热器和其他非紧凑型换热器。

上述三个方法(ε—NTU、P—NTU 和平均温差法)中重要的量纲为一量是 P_1 和 P_2(或 ε)，NTU_1 和 NTU_2(或 NTU)，R_1 和 R_2(或 C^*)和 F，因此，如果将这些量纲为一量列于图中，上述的传热量和尺寸问题可以通过图表法直接求得，而不需要迭代。在这方面，另外有两个图表描述法：ψ—P 法(Mueller 图表)和 P_1—P_2 法(Roetzel-Spang 图表)。

3.10 ψ—P 和 P_1—P_2 法

3.10.1 ψ—P 法

对于 ψ—P 法，我们引进另外一个量纲为一量 ψ，它是两种流体真实平均温差和入口温差的比，即

$$\psi = \frac{\Delta T_m}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}} \tag{3.212}$$

用式(3.180)和式(3.181)可以看出，ψ 与 ε—NTU 和 P—NTU 法的参数有如下关系。

$$\psi = \frac{\varepsilon}{NTU} = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \tag{3.213}$$

将式(3.202)中的 $1/NTU_1$ 值代入到式(3.213)中，得 ψ 与 F 的关系如下。

$$\psi = \begin{cases} \dfrac{FP_1(1 - R_1)}{\ln\left(\dfrac{1 - R_1P_1}{1 - P_1}\right)}, & R_1 \neq 1 \\ F(1 - P_1), & R = 1 \end{cases} \tag{3.214}$$

Mueller 提出了一种方法，该方法针对 NTU_1 的定值把 ψ 对 P_1 和 R_1 的函数画成线图，并用系数 F 作为参坐标，如图 3.27 所示。注意，定值 NTU 线是条通过 (0,0) 的直线，其斜率为 $1/NTU_1$，这点可以从式(3.213)看出。在这种方法中，换热器的传热量由下式给定。

$$q = UA\psi(T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{3.215}$$

3.10.2 P_1—P_2 法

在 P_1—P_2 方法中，以 NTU_1 作为参变量将 P_1 对 R_1 的函数画在 45°三角形图

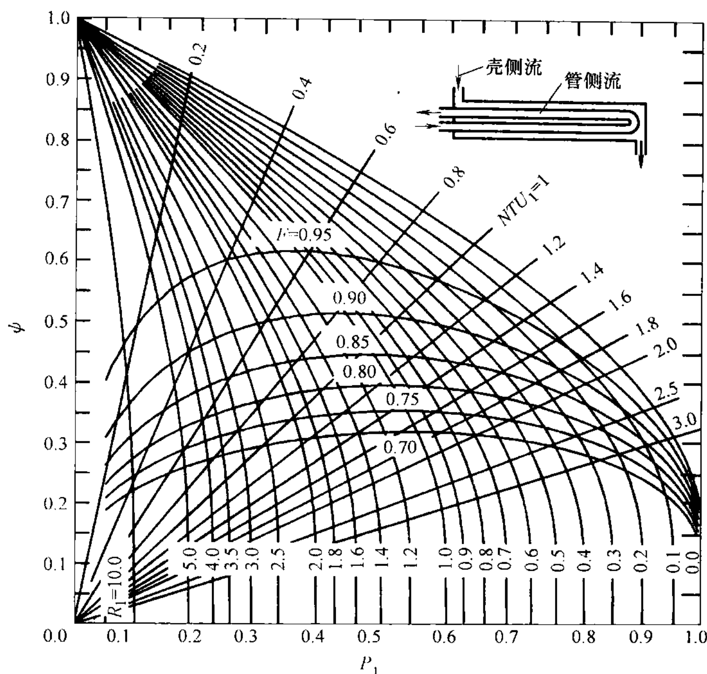


图 3.27　壳侧流体混合的 1-2　TEMA　E 管壳式换热器

（以 NTU_1 作为参变量的量纲为一的平均温差 ψ 对 P_1 的函数）（摘自 Shah，1983）

中（相对于 90°图，如 P—NTU 或 F—P 图表），以 NTU_2 作为参变量，P_2 对 R_2 的函数可表示成类似的图，两个图均示于图 3.28 中，因此，连接坐标原点和 R_1 坐标（顶部坐标）或 R_2 坐标（右边的纵坐标）的直线代表了 R_1 或 R_2 的定值。为了减少线条的拥挤，定值 R_1 或 R_2 线没有表示在图 3.28 上，而定值 F 线也表示为参变量坐标，这样就包括了换热器理论中的所有的重要参数。量纲为一平均温差 ψ 可以从式（3.213）计算求出，这种方法是由 Roetzel 和 Spang 提出的，并给出了多种流动布置方式的换热器的 P_1—P_2 图表。

这种方法的优点如下：①它包括了换热器所有主要的量纲为一量，因此，换热量和尺寸问题的解法是非迭代的直接解；②可以直接从 P_1 或 P_2 开始，而不需要在很小的 P_1 或 P_2 值上费工夫，从而改进了图表求解的精度；③因为 P_1—NTU_1—R_1 和 P_2—NTU_2—R_2 关系式列于同一个图表中，所以可以根据结果相对于对角线 $P_1 = P_2$ 轴（从原点出发的 45°线）是否对称，观测到换热器的流动布置方式是否为流对称；④因为 $NTU = \infty$ 线也表示出来了，所以可以很容易地看出在超过 $NTU = \infty$ 的区域，不存在一组互相统一的换热器参数（无可能性设计）。从直接观察的角度来看，在 P_1—P_2 方法中不易直接看出如 P—NTU 图中那样的

P 随 NTU 的渐进性特性；另外，在超过某些最大值后，比如温度交叉区域，将看不出 P 值随着 NTU 的增加而减少。

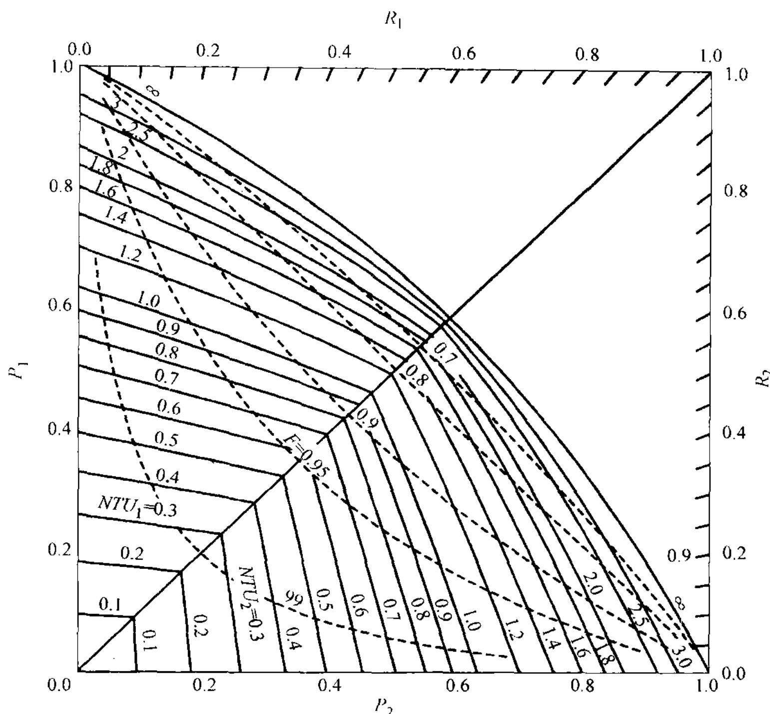


图 3.28 壳侧混合的 1-2 管壳式换热器的 P_1—P_2 图

3.11 确定换热器有效度的求解方法

在 3.4.1.1 节，我们已经推导出了逆流换热器的能量平衡微分方程和传热微分方程，接下来根据导出的分析模型阐明了求换热器有效度的步骤，虽然那时没有尝试去推导流体和壁面温度分布的公式，其实它们是可以求出的，如 11.2.1 节和 11.2.4 节所论述的那样。我们在 3.4.1.1 节推导出了出口温差比，接下来通过在整个换热器面积上对复合微分方程的积分推导出了逆流换热器的 ε—NTU 公式，除了 ε—NTU 公式，还提出了 P—NTU 和系数 F 的表达式。

为了推导不同流动布置方式的换热器的 ε—NTU 或 P—NTU 公式，采用了各种不同的方法，主要方法包括：求精确解的分析法，近似(分析、半数值和相似)方法，数值法，矩阵法和基于换热器结构特性的方法，Sekulic 等对这些方法进行了总结。这些方法最终的目的是求换热器有效度，下面将对这些方法进行简述，有关

温度分布和确定换热器热力学性质的指导方法的更多细节将在11章中给出。

3.11.1 精确分析方法

所采用的三类主要方法是：

1）对应用能量平衡和传热量方程所得的常微分或偏微分方程直接积分。已经用这样的方法对单流程顺流和逆流换热器和1-2n TEMA E型管壳式换热器进行了分析。

2）微分算子方法。包括拉普拉斯变换和Mikusinski微分算子方法。已经用这样的方法对单流程和多流程交叉换热器和多种管壳式换热器进行了分析。

3）将微分方程转化为积分方程，然后求解积分方程。分析两流体都不混合的单流程交叉换热器的Volterra积分方程已经获得求解。

3.11.2 近似方法

分析单流程和多流程交叉换热器的半解析或数值方法是一个配置方法，Galerkin方法和两维Roesser离散线性图解法。在将排列法应用于两流程的交叉流换热器时，首先对自变量进行拉普拉斯变换，将所得的结果方程在流程间的边界条件上耦合，产生的积分方程可以用配置方法和Galerkin方法精确或近似求解。当一个换热器模型的偏微分方程被离散化并重组为矩阵形式，在形式上它们类似于离散图像处理模型，这种模型的主要优点是可以用计算机直接求解。

3.11.3 数值方法

有限差分、有限容积和有限单元法已经被用来求解单流程和多流程交叉流换热器，及一些管壳式换热器的ε—NTU或P—NTU关系式。

3.11.4 矩阵法

矩阵法利用代数矩阵来求解换热器阵列或复杂换热器，该复杂换热器能被分解为几个已知其P—NTU公式的较简单的子换热器。在这种方法中，对每种流体采用总能量平衡，则任何两个流体的温度（如出口温度）可以用其余的两个独立的流体温度（如入口温度）表述出来（见表3.10）。独立的流体温度的系数可以用一个2×2线性矩阵来描述。一个换热器阵列或复杂换热器的总的P值最终可以通过适当的2×2矩阵的运算而得到。因此，用单个换热器有效度作为构造单元，利用矩阵变换规则可得到总有效度。进一步的细节可参考Sekulic等的论文。

3.11.5 链式规则方法学

对于一个非常复杂的流动布置方式，上面提到的矩阵方法将变得非常复杂而

不易求解，因为要涉及大量的矩阵和相应的矩阵算法和变换。对于一个复杂的换热器结构或换热器阵列，我们主要的兴趣只是要得到 P_1 或 P_2，而不是进行复杂的矩阵运算(包括了 2×2 矩阵所有的四项)，因此，通过 N 个 2×2 矩阵相应项的运算，只求取总换热器 2×2 矩阵(P_1 或 P_2)的一项。实际上，链式法则提供了一个将单个集合矩阵元素 M_{ij}(比如 P_1)和单个组成元素 Z_{ij}和 Y_{ij}联系在一起的一个方案，而没有直接应用矩阵代数或乘法运算。对于许多复杂的换热器结构和组合，这是得到其有效度的闭合表达式的有效方法，它能够用来分析拥有多股(多于两股)入口流或出口流(如 1-2 TEMA J 或 H 型换热器)、换热器间或流程间没有流体混合的换热器和换热器阵列，它们之间可能不仅仅是单纯的串联耦合或顺流耦合(如某些复合连接)。Pignotti 和 Shah 介绍了这种链式规则方法及例题，表 3.6 中大量的公式就是应用这种方法求出的。

表 3.10 换热器两个终端温度作为另两个温度的公式(P_1 和 P_2)

$T_{1,o}=(1-P_1)T_{1,i}+P_1T_{2,i}$	$T_{1,i}=\frac{1}{1-P_1}(T_{1,o}-P_1T_{2,i})$
$T_{2,o}=P_1R_1T_{1,i}+(1-P_1R_1)T_{2,i}$	$T_{2,o}=\frac{1}{1-P_1}\{P_1R_1T_{1,o}+[1-P_1(1+R_1)]T_{2,i}\}$
$T_{1,i}=\frac{1}{1-P_1(1+R_1)}[(1-P_1R_1)T_{1,o}-P_1T_{2,o}]$	$T_{1,i}=\frac{1}{P_1R_1}[-(1-P_1R_1)T_{2,i}+T_{2,o}]$
$T_{2,i}=\frac{1}{1-P_1(1+R_1)}[-P_1R_1T_{1,o}+(1-P_1)T_{2,o}]$	$T_{1,o}=\frac{1}{P_1R_1}[P_1T_{2,i}+(1-P_1)T_{2,o}]$
$T_{1,o}=\frac{1}{1-P_1R_1}\{[1-P_1(1+R_1)]T_{1,i}+P_1T_{2,o}\}$	$T_{2,i}=\frac{1}{P_1}[-(1-P_1)T_{1,i}+T_{1,o}]$
$T_{2,i}=\frac{1}{1-P_1R_1}(-P_1R_1T_{1,i}+T_{2,o})$	$T_{2,o}=\frac{1}{P}\{-[1-P_1(1+R_1)]T_{1,i}+(1-P_1R_1)T_{1,o}\}$

3.11.6 流动反向对称

流动反向对称指的是在任一换热器中两个流体的流动方向反向，换热器的总热力性能(q、ε、P_1 或 F)不变。这种换热器中流体 1 可以有一个或更多的入口或出口，对流体 2 也一样。这意味着对于给定的换热器和两流体流动方向颠倒的换热器的 q、ε、P_1 或 F 在 3.2.1 节所列的理想情况下是保持不变的。因此，对于所有的单个换热器流动反向对称的原理都是有效的。虽然在一些情况下，流动反

向对称更明显，在其他的例子中，这是一个用来确定看似结构不同的换热器是否是真正不同的有力工具。例如，考虑图3.29a和图3.29b的两个板式换热器，第一眼看上去，它们好像非常不同的，改变图3.29b中两个流体的流动方向得到图3.29c，如上面提到的，它将不改变ε—NTU(或P—NTU)的关系，图3.29c的镜像示于图3.29d中，ε—NTU(或P—NTU)关系仍然会维持不变，因此，图3.29a和图3.29d是相同的，唯一的不同是流体1在入口和出口处的方向改变了。因为这是在实际传热区以外，超出了换热的有效区域，故在3.2.1节的理想情况下对ε或P_1没有任何影响，因此用流动反向的原理，图3.29a和图3.29b中表面上看起来不同的板式换热器的ε—NTU(或P—NTU)关系式实际上是相同的。

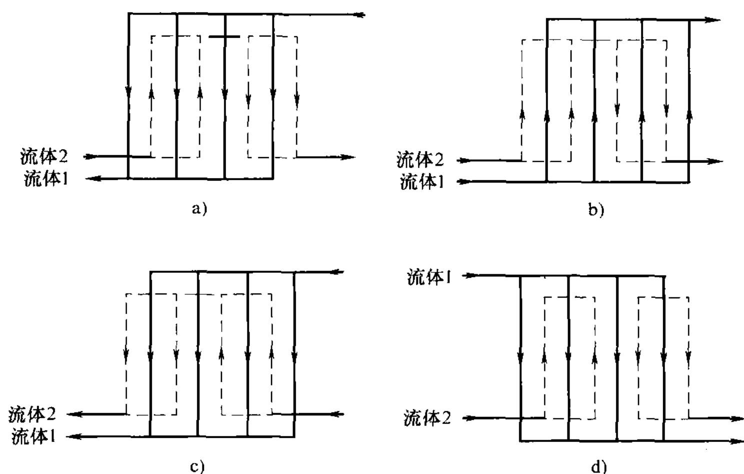


图3.29　两个板式换热器比较(摘自Shah和Pignotti,1989)
a) 1-2流程板式换热器　b) 另一个1-2流程板式换热器
c) 两流体反向的b)换热器　d) 换热器c)的镜像

表3.6中大部分结构是几何对称的(即两流体反向后,与原几何结构重合,除了一些微小的变化,如旋转,镜像等)，对于这种情况，流动互换对称不提供任何附加的信息。表3.6中的Ⅲ.1，Ⅲ.2，Ⅲ.4，Ⅲ.10，Ⅲ.11，Ⅲ.12，Ⅴ.3，Ⅴ.6，Ⅴ.11，Ⅴ.12和Ⅴ.13是几何对称。对于这些情况，两个表面上几何形状不同的换热器(一个是如表3.6示意图所示,另一个是两个流体反向)有着相同的有效度。因此根据流体可逆性，这个表面上结构不同的换热器的有效度根据流体互换原理立即就可以得到。

3.11.7　一种流体混合的换热器有效度求解规则

如3.11.6节所述，流体可逆性原理表明在任何一个双流体换热器中，当两

流体的流动方向倒置，换热器的有效度 $\varepsilon(P_1、F)$ 不改变。相反，考虑一个多流程的或结构复杂的换热器，它至少在流体一侧是完全混合，另一侧可以是混合、不混合或部分混合。如果这样一个换热器整体顺流(或逆流)的有效度是已知的，那么同样的换热器但其中一个流体的流动方向相反时它的有效度可以简单地按如下方法求出。初始换热器的有效度 P_1 和一种流体流动方向反置后的换热器的有效度 $\hat{P}_1$ 有以下的关系(Sekulic 等,1999)。

$$\hat{P}_1(R_1, NTU_1) = \frac{P_1(-R_1, NTU_1)}{1 + R_1 P_1(-R_2, NTU_1)} \tag{3.216}$$

这里的下标 1 指的是没有限制的流体侧(即可以是混合、不混合或部分混合)。混合流体(流体 2)的温度效率由下式给定。

$$\hat{P}_2(R_2, NTU_2) = \frac{-P_2(-R_2, -NTU_2)}{1 - P_1(-R_2, -NTU_2)} \tag{3.217}$$

必须强调式(3.216)和式(3.217)是初始换热器和流动方向反置换热器的 P 值间的数学关系式。相应于 R 的物理(正的)值，反置后换热器的 $\hat{P}$ 与相对于 R 的非物理(负的)值的初始换热器的 P 联系在了一起，如式(3.216)或式(3.217)所示。

如果式(Ⅲ.3)、式(Ⅲ.7)和式(Ⅲ.9)的换热器中一个流体的流动方向发生反向，式(3.216)可用来求出整体顺流的有效度，因此这些结构没有包括在表 3.6 中。

3.12 换热器设计问题

在 3.9 节中对有效单元数方法(ε—NTU)和平均温差方法进行比较时，给出了两个换热器设计问题(设计和校核)的求解步骤。然而，考虑到换热器设计问题的 7 个变量[式(3.7)]，总共有 21 个问题，如表 3.11 所示，在这个表中包括了一些量纲为一的参数，这些量纲为一的参数是由已知的或者未知的量纲参数所组成的。如果只有一个温度已知，我们计算该温度下的比热容以确定或估算 C 和 R，最终，一旦我们知道了两个温度，可能就需要一个迭代过程。如果比热容被认为是常数，上述方程中所提到的 C_1 和 C_2 可与 $\dot{m}_1$ 和 $\dot{m}_2$ 互换，而且目前我们已把 UA 的积作为设计参数之一，在第 9 章讨论尺寸问题的细节时，我们会讨论把 U 和 A 分离。在前面的计算中我们没有讨论 q，因为 q 可以很容易地从能量平衡方程[式(3.5)]或换热量方程[式(3.6)或式(3.12)]中得到。有时，q 给出，而表 3.11 中的一个温度或流量可能未知。对于表 3.11 中的问题，我们可以将前 6 个问题分类为尺寸问题的延伸，后 15 个问题为校核问题的延伸，用 P—NTU 方法，这 21 个问题可解决如下。

表 3-11　按照量纲和量纲为一参数的设计问题(摘自 Baclic,1990)

问题		量纲参数							量纲为一量组					
		UA	$\dot{m}_1$ 或 C_1	$\dot{m}_2$ 或 C_2	$T_{1,i}$	$T_{1,o}$	$T_{2,i}$	$T_{2,o}$	P_1	P_2	NTU_1	NTU_2	R_1	R_2
尺寸	1	●	○	○	●	○	○	○	○	○	●	●	○	○
	2	●	○	○	○	●	○	○	○	○	●	●	○	○
	3	●	○	○	○	○	●	○	○	○	●	●	○	○
	4	●	○	○	○	○	○	●	○	○	●	●	○	○
	5	●	●	○	○	○	○	○	○	○	●	●	○	○
	6	●	○	●	○	○	○	○	○	○	●	●	○	○
速率	7	○	●	●	○	○	○	○	○	○	●	●	○	○
	8	○	○	○	●	●	○	○	●	●	○	○	○	○
	9	○	○	○	●	○	●	○	●	●	○	○	○	○
	10	○	○	○	●	○	○	●	●	●	○	○	○	○
	11	○	○	○	○	●	●	○	●	●	○	○	○	○
	12	○	○	○	○	●	○	●	●	●	○	○	○	○
	13	○	○	○	○	○	●	●	●	●	○	○	○	○
	14	○	●	○	●	○	○	○	●	●	●	○	●	●
	15	○	●	○	○	●	○	○	●	○	●	○	●	●
	16	○	○	●	○	○	●	○	●	●	○	●	●	●
	17	○	○	●	○	○	○	●	○	●	○	●	●	●
	18	○	○	●	●	○	○	○	●	●	○	●	●	●
	19	○	○	●	○	●	○	○	●	○	○	●	●	●
	20	○	●	○	○	○	●	○	●	●	●	○	●	●
	21	○	●	○	○	○	○	●	○	●	●	○	●	●

注：●表示未知；○表示已知参数。

1）对于问题1～6，通过热平衡可以获知P_1（还有P_2）和R_1。因此，对于给定流动布置方式的换热器，根据NTU的表达式为显式（见表3.4）或隐式（见表3.6）NTU_1可以用直接或迭代法从P—NTU公式中求得。

2）对于问题7，因为4个温度都是已知的，P_1和R_1可以从它们的定义式［式(3.96)和式(3.105)］中求得，因此，对于给定流动布置方式的换热器，NTU_1可以按前面章节中提到的方法计算，然后计算$C_1 = UA/NTU_1$和$C_2 = C_1/R_1$，而由已知的流体的比热容，可以求出$\dot{m}_1$和$\dot{m}_2$。

3）对于问题8～13，NTU_1和R_1是已知的，因此，可以用表3.6中恰当的公式求P_1，由已知的P_1、R_1以及P_1的定义，可用表3.10给出的公式计算出未知的温度。

4）问题14～16只能用迭代的方法求解。问题14的求解程序如下，假定$\dot{m}_1$（或C_1），计算$R_2(=C_2/C_1)$，从这个问题的说明中可知，$NTU_2 = UA/C_2$和$q = C_2|T_{2,i} - T_{2,o}|$是已知的，这样，对于给定流动布置方式的换热器，已知NTU_2和R_2，可用表3.6中恰当的公式求P_2，然后，从P_2的定义中计算$T_{1,i}$，从能量平衡$C_1|(T_{1,i} - T_{1,o})| = q$中计算$C_1$，用得到的新的$C_1$值来重复上面的计算，不断地迭代，直到$C_1$值收敛到要求的精度。问题16的求解过程与刚刚论述的问题14的相同，开始假设$\dot{m}_2$（或C_2），然后计算NTU_1和R_1。问题15的求解过程相对比较直接，在这种情况下，P_2和NTU_2是已知的，利用表3.6中已知的P—NTU公式，利用迭代法求解R_2（如用Newton-Raphson方法）因为它是P_2和NTU_2的隐函数。类似地，对于问题17P_1和NTU_1是已知的，可以从表3.6中已知的P—NTU公式通过迭代求R_1。

5）问题18～20只能用迭代的方法求解。问题18的求解过程如下，假设C_2，因此可求解$R_1(=C_1/C_2)$，同时根据已知数据计算$NTU_1(=UA/C_1)$，对于给定流动布置方式的换热器，用表3.6中恰当的公式求出P_1，然后，利用P_1的定义计算$T_{1,i}$，最后，用总能量平衡$C_1(T_{1,i} - T_{1,o}) = C_2(T_{2,o} - T_{2,i})$计算$C_2$，用得到的新的$C_2$值来重复上述的过程，不断地迭代，直到$C_2$值收敛到要求的精度。问题20的求解过程与刚刚论述的问题18是相同的，开始假设C_1，然后计算R_2和NTU_2。

问题19的迭代过程相对比较直接的，在这种情况下，P_2和NTU_1是已知的，对于给定流动布置方式的换热器，从表3.6中选择P_1—NTU_1的表达式，用P_2/R_1［见式(3.98)］代替P_1，得到的等式中只有一个未知数R_1，因为NTU_1和P_2是已知的。R_1是隐形函数的，它可以用迭代法求得，如Newton-Raphson法。类似地，在问题21中P_1和NTU_2是已知的，在表3.6的恰当的公式中用P_2R_2来代替P_1，然后迭代计算R_2。可参看表3.6的脚注，把P_1—NTU_1—R_1公式变化

为 P_2—NTU_2—R_2 公式。

综述

这一章对于本书非常重要。我们详细论述了间壁式换热器或无运动部分或周期流(如蓄热器)换热器的基本热力设计理论。通过对这些问题的详细描述可知，对于任何流动布置方式的换热器的热力设计问题有6个自变量，1个或多个因变量，求解这个问题可以应用 ε—NTU，P—NTU，平均温差，ψ—P 和 P_1—P_2 方法，用这些方法的任何一个均可以进行求解，而且得到的结果在允许误差之内是相同的。文中从理论上详细论述了 ε—NTU，P—NTU，平均温差方法的概念和它们的优缺点。为了使复杂的换热器设计问题得到简化，以便用 ε—NTU，P—NTU，平均温差方法进行求解，做了许多理想化的假设。完整的理解本章的概念和结果将会为工业换热器的尺寸设计、校核和分析打下坚实的基础。

参考文献

Bačlić, B. S., 1990, ε-N_{tu} analysis of complicated flow arrangements, in *Compact Heat Exchangers: A Festschrift for A. L. London*, R. K. Shah, A. D. Kraus, and D. Metzger, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 31-90.

Bell, K. J., 1998, Approximate sizing of shell-and-tube heat exchangers, in *Heat Exchanger Design Handbook*, G. F. Hewitt, exec. ed., Begell House, New York, Vol. 3, Sec. 3. 1. 4.

Kandlikar, S. G., and R. K. Shah, 1989, Asymptotic effectiveness-NTU formulas for multipass plate heat exchangers, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 314-321.

McAdams, W. H., 1954, *Heat Transmission*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 129-131.

Mueller, A. C., 1967, *New Charts for True Mean Temperature Difference in Heat Exchangers*, AIChE Paper 10, 9th National Heat Transfer Conf., Seattle, WA.

Pignotti, A., and G. O. Cordero, 1983, Mean temperature difference in multipass crossflow, ASME *J. Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 584-591.

Pignotti, A., and R. K. Shah, 1992, Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1275-1291.

Roetzel, W., and B. Spang, 1990, Verbessertes Diagramm zur Berechnung von Wärmeübertragern, *Wärme-und Stoffübertragung*, Vol. 25, pp. 259-264.

Roetzel, W., and B. Spang, 1993, Design of Heat Exchangers, in *VDI Heat Atlas*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Germany, Sect. Ca, p. 18.

Sekulić, D. P., R. K. Shah, and A. Pignotti, 1999, A review of solution methods for determining effectiveness-NTU relationships for heat exchangers with complex flow arrangements, *Appl. Mech. Rev.*, VoL. 52, No. 3, pp. 97-117.

Shah, R. K., 1983, Heat exchanger basic design methods, in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, S. Kakac, R. K. Shah, and A. E. Bergles, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 21-72.

Shah, R. K., and A. Pignotti, 1989, *Basic Thermal Design of Heat Exchangers*, Report Int-8513531, National Science Foundation, Washington, DC.

习题

以下为多项选择题，选择一个或多个正确答案，并简述之。

3.1 热和电的类似点：

A. 热阻并联　B. 热阻串联　C. 动力　D. 时间常数

3.2 非均匀 U 情况下的真实平均温差的定义为

A. $\Delta T_m = \frac{1}{A}\int_A \Delta T \mathrm{d}A$　B. $\Delta T_m = \frac{1}{q}\int_q \Delta T \mathrm{d}q$

C. $\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{1}{q}\int_q \frac{\mathrm{d}q}{\Delta T}$

3.3 污垢通常会造成

A. 传热系数的增加　B. 热量传递路径上热阻的增加

C. 较高的出口温度　D. 所有上面的答案都不对

3.4 在推导 ε—NTU 关系式或系数 F 时用到的直接的基本原理为

A. 热力学第二定律　B. 能量平衡方程

C. 传热量方程　D. 状态方程

3.5 换热器分析中所用到的直接传热方程为

A. $\mathrm{d}q = |C_h \mathrm{d}T_h|$　B. $\varepsilon_h C_h = \varepsilon_c C_c$

C. $\mathrm{d}q = U\Delta T \mathrm{d}A$　D. $q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o})$

E. $q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$

3.6 根据问题3.5，换热器分析中所用到的能量方程为(在合适的答案上打勾)

A. ________　B. ________

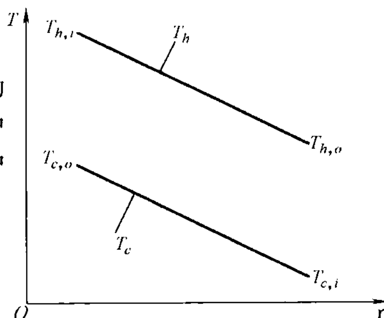
C. ________　D. ________

E. ________

3.7 考虑一个 C^* 接近1的换热器，其冷、热流体的温度随换热器中的位置变化如图习题3.7所示，在该图中

A. 画出壁温随位置的变化(忽略壁面的热阻)，其中 $(hA)_h \gg (hA)_c$

B. 当 $(hA)_c \gg (hA)_h$ 时，重复问题A



图习题3.7 C^* 接近1的换热器温度分布

3.8 ε—NTU 和平均温差方法中采用了以下的假设

A. 传热系数变化

B. 在两维的基础上进行的分析

C. 忽略纵向热传导

D. 入口处速度和温度曲线是变化的

3.9　一个能够提供最大传热量的理想换热器，与一个 C_p 为常数的实际换热器具有以下共同点

A. 流动布置方式　B. 出口温度　C. 入口温度　D. 传热面积

E. 流量　F. 以上答案都不对　G. 以上答案都对

3.10　一个 NTU 数非常高的传热单元(比如说为100)，是通过以下方法获得的

A. 物理尺寸很多的换热器　B. 高流量的换热器

C. 高效换热器　D. 很小的换热器

E. 无法确定

3.11　一个两流程交叉流换热器的 NTU 为4，热空气的入口温度为315℃，出口温度为150℃；另一边，冷空气的入口温度为25℃，出口温度为260℃，流量为450kg/h，热空气的流量大致为

A. 450kg/h　B. 325kg/h　C. 640kg/h　D. 无法确定

3.12　问题3.11的换热器的有效度为

A. 71%　B. >85%　C. 59%　D. 81%

3.13　一换热器的 $C_c=20\mathrm{kW/K}$，$C_h=40\mathrm{kW/K}$，冷侧传热单元为 $ntu_c=6$，热侧 $ntu_c=4.5$，其中 $ntu_{side}=(\eta_o hA/C)_{side}$，忽略壁面热阻和污垢热阻，换热器的整体 ntu 为

A. 10.5　B. 1.5　C. 3.6　D. 1.33

3.14　在问题3.13中的热侧和冷侧的对流换热热阻之比为

A. 1.33　B. 2.67　C. 2　D. 0.667

3.15　一换热器的终端温度为：热流体：120℃，50℃；冷流体：40℃，80℃，该换热器的有效度大约为

A. 87%　B. 50%　C. 75%　D. 38%

3.16　问题3.15的换热器的热容量之比 C^* 为

A. 1.75　B. 0.38　C. 0.64　D. 0.57

3.17　问题3.15的换热器，可以是顺流布置

A. 对　B. 错　C. 无法确定

3.18　如果问题3.15的换热器为逆流布置，那么换热器内的温度分布曲线将是

A. 下凹　B. 上凸　C. 直线

3.19　问题3.15的换热器为双侧流体都不混合的交叉流布置，那么其对数平均温差大约为

A. 70℃　B. 55℃　C. 51℃　D. 40℃　E. 22℃

3.20　在一个假想的逆流燃汽轮机的换热器中，双侧流体具有相同的热容量，设计的 NTU 和有效度分别为0.5和33%，如果在部分负荷下运行，其 NTU 加倍，相应的有效度将为

A. 66%　B. 50%　C. 83%　D. 40%

3.21　如果所有其他参数都相同(包括相同的传热面积)，那么对于按给定的设计参数(包括给定的 ε、C^*、流量和流道长度)所设计的多流程交叉—逆流换热器的堆砌高度将比一个单流程交叉流换热器的低

A. 决定于表面的几何形状　　B. 对

C. 错　　D. 决定于热容量比

3.22　一个两侧流体均不混合且热容量相同的单流程交叉流换热器，随着 NTU 增加到无穷大，该换热器的有效度接近下面的极限值为

A. 50%　　B. 62%　　C. 67%　　D. 100%

3.23　在一个蒸汽冷凝器内，蒸汽的温度保持在 50℃，而冷却水的温度在通过冷凝器后温度从 20℃ 增加到了 31℃，该换热器的 NTU 为

A. 1.00　　B. 0.367　　C. 4.55　　D. 0.457

E. 2.19

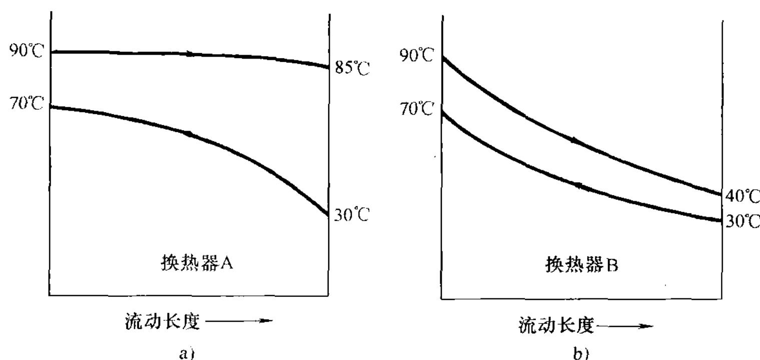
3.24　假定要将问题 3.23 中的换热器的出口水温增加到 40℃，流量保持不变，该换热器所需的换热面积（认为 U 为定值）应该增加的倍数为

A. 2.40　　B. 1.29　　C. 1.0　　D. 0.67

3.25　假定问题 3.23 中的换热器的冷却水流量增加一倍，定性地描述该换热器的热力性能会如何变化，理想化假定蒸汽无过冷。考虑所有你能够想到的与之有关的各个方面。

3.26　图习题 3.26a 和图习题 3.26b 中的曲线分别代表两个不同的逆流换热器的温度曲线，两换热器的冷流体和冷流体的流量相同，换热器 A 的传热量比换热器 B 的换热量

A. 高　　B. 低　　C. 相同　　D. 无法确定



图习题 3.26　两个逆流换热器的温度曲线

3.27　判断对错（对的句选 T，错的句选 F）

A. T　F　系数 F 代表着换热器的有效度。

B. T　F　系数 F 是逆流布置换热器与实际换热器的真实平均温度的比值。

C. T　F　系数 F 是逆流布置换热器与实际换热器的 NTU 的比值。

D. T　F　较大的系数 F 通常意味着较高的 NTU。

E. T　F　在图 3.26 的 F 系数的渐近线区域，换热器有效度的微小变化意味着 F 系数的一个很大的改变，因而会导致一个大的 q 的变化，及换热器性能的不稳定（$q = UAF\Delta T_{lm}$）。

F. T　F　对于整体逆流布置的换热器，如果总的 NTU 相同，那么系数 F 随壳程数的增加而增加。

G. T　F　换热器 $LMTD$ 的减少意味着它的有效度的增加。

3.28 对数平均温差系数 F 接近 1 意味着

A. 换热器的有效度接近 100%

B. 其性能接近两侧流体都不混合的逆流换热器

C. 其性能接近逆流换热器

D. 无法确定

3.29 请回答下列问题：[㊀]

A. 对于给定的热负荷，什么时候逆流换热器的 ΔT_{lm} = 顺流换热器的 ΔT_{lm}？

B. 对于单流程逆流换热器，什么时候 $\Delta T_{lm} = (\Delta T_{lm} + \Delta T_{lm})/2$？

C. 对于单流程顺流换热器，什么时候 $\Delta T_{lm} = (\Delta T_{lm} + \Delta T_{lm})/2$？

D. 对于一个蒸汽冷凝器，什么时候 $\Delta T_{a}[=(\Delta T_{a,o} - \Delta T_{a,i})] = \Delta T_{lm}$？其中下标 a 指空气侧。

3.30 TEAM E 型管壳式换热器通常设计在对数平均温差修正系数 F 接近

A. 0.90　　B. 0.80　　C. 0.98　　D. 无限

提示：换热器内无温度交叉。

3.31 在逆流换热器和顺流换热器中，热流体(150℃到100℃)和冷流体(50℃到75℃)经历了同样的温度变化(如括号内所示)，对于相同的流量和相同的温度变化，逆流换热器所需的换热面积是顺流换热器换热面积的

A. 1.00 倍　　B. 1.14 倍　　C. 0.877 倍　　D. 2.00 倍

3.32 下列哪个量纲为一量只可以在 0～1 之间取值

A. ε　　B. NTU_1　　C. F　　D. ψ

E. R_1　　F. NTU　　G. P_1　　H. C^*

3.33 下列哪个陈述总是对的

A. $P_1 \geqslant \varepsilon$　　B. $R_1 \geqslant C^*$　　C. $NTU_1 \geqslant NTU$

3.34 在一个换热器中，有效度通常随以下的情况而增加

A. NTU 的增加　　B. C^* 的增加

C. 交叉区流体的混合的增加　　D. 系数 F 的增加

3.35 对相同的换热面积，流量和入口温度，将下面的流动布置方式按有效度从低到高排列

A. 两侧流体都不混合

B. 两侧流体都混合

C. 一侧流体混合，另一侧流体不混合

D. 一侧流体部分混合，另一侧流体不混合

3.36 对多流程换热器，下列正确的陈述的是

A. 多流程换热器总是交叉流型的

B. 当 NTU 和 C^* 相同时，多流程整体为逆流的换热器比单流程逆流换热器的效率高

C. 当 NTU 和 C^* 相同时，多流程整体为顺流的换热器比单流程顺流换热器的效率高

3.37 对于换热面积无限大的逆流换热器，温度接近

㊀ 此为编辑注。

A. 不确定　B. 0　C. 非常大的数值　D. 无法确定

3.38　对于热负荷固定的单程逆流换热器，温度越接近，所需要的换热面积越大

A. 对　B. 错　C. 通常无法确定

3.39　换热器的真实平均温差可以由下式确定

A. $\Delta T_m = F\Delta T_h$　B. $\Delta T_m = \psi\Delta T_{lm}$

C. $\Delta T_m = \dfrac{\varepsilon\Delta T_{max}}{NTU}$　D. $\Delta T_m = \dfrac{\Delta T_h}{(NTU)_c}$

3.40　n 个($n>1$)1-2 型　TEMA　G 换热器串联，整体为逆流布置，可以用式(3.131)分析

A. 对　B. 错　C. 无法确定

3.41　对于给定的换热器流动布置方式，量纲为一温差 ψ 可以表述成以下的关系式，下标 1 和 2 分别表示流体 1 和流体 2

A. $\psi = \phi(P_1, P_2)$　B. $\psi = \phi(NTU_1, NTU_2)$　C. $\psi = \phi(R_1, R_2)$

D. $\psi = \phi(P_1, NTU_2)$　E. 无法确定

3.42　对于给定的换热器流动布置方式，换热器有效度 ε 可以表述成以下的关系式，下标 1 和 2 分别表示流体 1 和流体 2

A. $\varepsilon = \phi(P_1, P_2)$　B. $\varepsilon = \phi(NTU_1, NTU_2)$　C. $\varepsilon = \phi(R_1, R_2)$

D. $\varepsilon = \phi(P_1, NTU_2)$　E. 无法确定

3.43　对于给定的换热器和一定的运行条件，我们有计算式 $F_1 = \phi(P_1, R_1)$ 或 $F_2 = \phi(P_2, R_2)$，那么说，通常 $F_1 = F_2$，对吗？

A. 对　B. 错　C. 无法确定

3.44　在一换热器内，流量为 0.2kg/s，入口温度为 130℃ 的发动机润滑油被水冷却，水的流量为 0.438kg/s，入口温度为 90℃，发动机润滑油和水的比热容分别为 2.3kJ/(kg · K) 和 4.2kJ/(kg · K)，如果该换热器为逆流换热器，那么最大的换热器有效度为

A. 100%　B. 25%　C. 50%

D. 80%　E. 无法确定

3.45　如果问题 3.44 中的换热器为顺流换热器，那么最大可能的换热器有效度为

A. 100%　B. 25%　C. 50%

D. 80%　E. 无法确定

3.46　在一个逆流套管换热器内，20℃的冷水进入环型空间时的温度为 20℃，离开时的温度为 65℃，内管中，热水入口温度为 110℃，出口温度为 65℃，换热器的长度为 2m，我们想通过增加套管换热器长度的办法来将冷水的出口温度增加到 80℃，而保持双侧流体的流量和入口温度不变，换热器的直径也维持不变，做出相应的理想化假定，确定换热器的新的长度为

A. 2m　B. 3m　C. 4m

D. 5m　E. 无法确定

3.47　需要从一个 2t 窗式空调的冷凝器中移去 8.4kW 的热量，在冷凝器内，空气的入口温度为 39℃，制冷剂在 57℃ 下冷凝，忽略冷凝器中的过热和过冷影响，该空调器的 UA 为 700W/K，假定空气的比热容为 1.0kJ/(kg · K)，利用本书或其他书上相应的信息，确定通过冷凝器的空气流量为

A. 1kg/s　B. 0.7kg/s　C. 0.5kg/s

D. 1.5kg/s　　E. 无法确定

提示：假定 e 的指数为整数。

3.48　对问题3.47，空气的温度将升高

A. 10℃　　B. 6℃　　C. 12℃

D. 20℃　　E. 无法确定

3.49　一个1-2　TEMA　E型管壳式换热器的温度效率为0.09，如热容量比为10，在该工作点，对数平均温差修正系数 F 大致为

A. 0.65　　B. 0.75　　C. 0.85

D. 0.95　　E. 无法确定

3.50　一个换热器由两个交叉流子换热器相连而成，其总 $NTU_1=2$，整体的 $R_1=0.5$，按照温度效率 P_1 从高到低来排列以下的设计方案

A. 串联耦合整体顺流　　B. 串联耦合整体逆流

C. 并联耦合，流体1串联　　D. 无法确定

3.51　一个两侧流体都不混合的交叉流换热器，当 $C^*=0.2$，$NTU=1$ 时，$\varepsilon=85\%$，$F=0.98$，为了演示 F 如何随 NTU 变化，我们增加 $C^*=0.2$ 时的 $NTU=3$，在这个情况下，换热器的有效度 ε 增加到90%，相应的 F 将变为

A. 0.98　　B. 0.88　　C. 1.00　　D. 0.01

3.52　考虑一个清洁的逆流换热器，在 $C^*=1$ 处 $\varepsilon=85\%$，如果对环境的漏热为2%，那么为了增加冷流体的温度使之保持与无漏热的情况时的相同，换热面积大致要增加多少？其他所有的几何和运行参数可以认为保持不变，且 $(\eta_o hA)^*=1$。

A. 0%　　B. 2%　　C. 6.4%

D. 12.8%　　E. 无法确定

问答题

3.1　当 $C_h>C_c$ 时，逆流换热器中的冷、热流体的典型温度分布曲线如图1.50左边的图形所示，利用能量平衡和传热量公式，解释为什么温度曲线一定是上凸的。提示：首先说明 T_h-T_c 随 x 的增加而增加。

3.2　详细讨论3.2.1节中列出的每一个假设在式(3.2)，式(3.4)，式(3.5)和式(3.6)的何处被用到，另外，解释如果不采用这些假设，以上公式如果变化。

3.3　对一个给定的换热器，要求其 NTU 为1.2，如果 $C_c=10000\text{W/K}$，$C_h=40000\text{W/K}$，分隔冷、热流体的壁面的热阻 R_w 为 10^{-5}K/W，当冷、热流体侧的对流传热热阻相同，确定 ntu_h 和 ntu_c；如果壁面的热阻可以忽略，上值将是多少？

3.4　解释为什么当 $C^*=0$，所有流动布置方式的 $\varepsilon=1-e^{-NTU}$ 的物理原因。

3.5　① 对于典型的逆流换热器，简要地解释随冷流体的流量从一个初始值缓慢地降低到0时，有效度的变化情况。

② 简要地解释其对热流体温降 ΔT_h 的影响。

3.6　对一个两侧流体都不混合的单流程交叉流换热器，要求其冷、热流体的平均温度相

同(即 $T_{c,o}=T_{h,o}$)，已给定以下数据：$T_{h,i}=250℃$，$T_{hc,i}=250℃$，$\dot{m}_h=0.15kg/s$，$\dot{m}_c=0.60kg/s$，$c_{p,h}=2000J/(kg\cdot K)$，$c_{p,c}=1000J/(kg\cdot K)$，$U=1000W/(m^2\cdot K)$，确定：①所需的换热面积($m^2$)；②冷、热流体间的总换热量(W)；③出口温度 $T_{c,o}$ 和 $T_{c,h}$(℃)；④换热器的有效度；⑤如果换热器是单流程逆流换热器，问题①~④哪个会发生变化？并解释之。并且从①~④每个问题都应解释。

3.7 利用一个外径为25.4mm的管子构成的换热器，用85℃的热水将氨从−7℃加热到0℃，确定所需的换热面积。水和氨的流量分别为0.6kg/s和2.4kg/s，氨在管内流动，总的传热系数为120W/($m^2\cdot K$)，水和氨的比热容分别为4.18kJ/(kg·K)和5.20kJ/(kg·K)，考虑采用①逆流换热器；②一个1-2 TEMA E型换热器，采用 ε—NTU 和平均温差两种方法来求解。

3.8 在80km/h的速度下，温度为37.8℃的空气进入汽车的散热器，水进入散热器的温度为98.9℃，离开时的温度为93.3℃，水的流量为1.89kg/s，该散热器的 UA 为960.6W/K。利用 ε—NTU 和平均温差两种方法来确定空气的流量和出口温度，其中空气和水的 c_p 分别为1.01kJ/(kg·K)和4.19kJ/(kg·K)，散热器为空气侧不混合，水侧混合。

3.9 一台汽车散热器的散热功率为 $q=98.45kW$，空气和水的流量分别为3.86kg/s和3.00kg/s，空气和水的入口温度分别为43℃和115℃，空气和水的比热容分别为1.00kJ/(kg·K)和4.23kJ/(kg·K)，散热器为两侧流体都不混合的交叉流换热器。

① 确定换热器的有效度 ε，传热单元数 NTU 和 UA。

② 确定传热的平均温差 ΔT_m。

③ 确定 F 系数；计算出的 F 系数是否合理？如果不合理，为什么？

④ 借助于热回路描述$(UA)^{-1}$的构成，给出你自己对各组分热阻占总热阻的百分比的估计值。

3.10 对一个四流程布置的换热器推导式(3.13)，证明它可以被简化成

$$P_1=\begin{cases}\dfrac{4P_p}{1+3P_p}, & C^*=1\\ 1-e^{-NTU}, & C^*=0\end{cases}$$

3.11 三个和问答题3.6相同的交叉流换热器被安排成多流程整体逆流布置，入口温度和流量相同，求这种布置的总的有效度和出口温度。

3.12 在本文中，一个多流程整体逆流且每个流程的 NTU 相同的换热器的总有效度 ε (P_1)由式(3.131)确定，这个问题的目的是计算一个多流程整体逆流但每个流程的 NTU 不相同的换热器的总有效度 ε，考虑一个具有交叉流联箱的三流程逆流换热器(图问答题3.12)

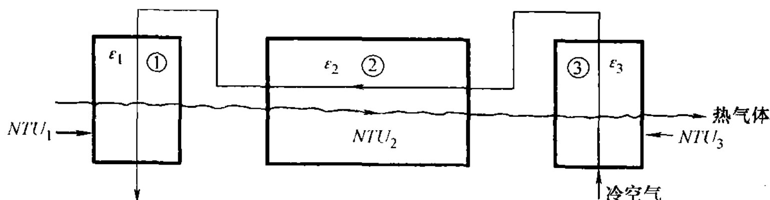
① 推导总的有效度的代数表达式

$$\varepsilon=\phi(\varepsilon_1,\varepsilon_2,\varepsilon_3,C^*)$$

然后证明对 $C^*=1$ 和 $\varepsilon_1=\varepsilon_3$，上式可简化为

$$\varepsilon=\frac{3\varepsilon_1\varepsilon_2-2\varepsilon_1-\varepsilon_2}{2\varepsilon_1\varepsilon_2-\varepsilon_1-1}$$

② 哈里森(Harrison)式TR蓄热器[用于Chevron油轮上的12000hp(1hp=745.7W)GE Frame 3000船舶燃气机]可以被认为是 $NTU=4$，$C^*=1$，把它视为一个纯逆流换热器，求其



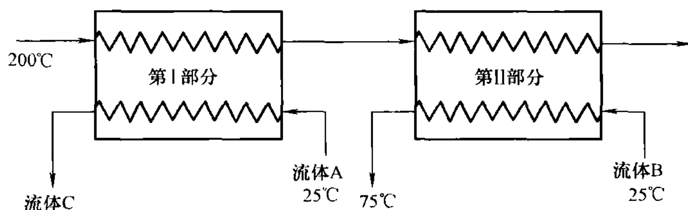
图问答题 3.12 三流程逆流换热器

有效度；另外，把它近似视为具有两个交叉（双侧都不混合）联箱和一个逆流核心，如问题①所示，$NTU_1 = NTU_3 = 1$ 和 $NTU_2 = 2$，求其有效度；这种近似准确性如何？

3.13 考虑一个单流程交叉流换热器，其一侧流体混合，$NTU = 5$，$C^* = 1$。①将该换热器分成两个相等的流程（$NTU_p = 2.5$），将两流程安排成整体为逆流布置，求其总有效度；重复上述过程，将原换热器分成三个流程，并把它们安排成整体逆流，然后求其总有效度；重复上述过程，将原换热器分成四个和五个流程，然后求其整体为逆流布置时的总有效度。将该交叉流换热器的有效度作为流程数的函数画成曲线，将该曲线与 $NTU = 5$，$C^* = 1$ 的单流程逆流换热器比较，并讨论比较的结果。②采用 n 个（$2 \leqslant n \leqslant 5$）流程整体顺流安排，重复问题①的全过程。把结果画在和问题①同一张图表上，将该曲线与 $NTU = 5$，$C^* = 1$ 的单流程顺流换热器比较，并讨论比较的结果。

3.14 现在使用一个逆流换热器，用流体 C 加热流体 A，现在又要求加热第二种流体 B，计划通过在现存的单元（如图问答题 3.14 所示）上再加一个换热器部件的办法来实现该目的，根据给定的数据和图，分析求解①如果要求将流体 B 从 25℃ 加热到 75℃，确定额外需要的换热面积（即第Ⅱ部分的面积）；②第Ⅱ部分的有效度是多少？③假定换热器第Ⅰ部分的换热面积远远大于 0.75m^2，问题①的答案会发生什么变化？简述原因。

已知数据：第Ⅰ部分的换热面积 $= 0.75\text{m}^2$，对第Ⅰ和第Ⅱ部分，$U = 250\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$，流体 A：$\dot{m} = 0.10\text{kg/s}$，$c_p = 2000\text{J}/(\text{kg. K})$，流体 B：$\dot{m} = 0.30\text{kg/s}$，$c_p = 1000\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$，流体 C：$\dot{m} = 0.20\text{kg/s}$，$c_p = 1250\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$。



图问答题 3.14 逆流换热器示意图

3.15 给定 $T_{h,i} = 60℃$，$T_{h,o} = 43.3℃$，$T_{c,i} = 26.7℃$ 和 $T_{c,o} = 40.6℃$，针对下列情况计算真实平均温差①顺流；②逆流；③两侧流体都不混合的单流程交叉流；④冷侧流体不混合，热侧流体混合的单流程交叉流；⑤1-2 TEAM E 型换热器。同时，确定以上各种情况下的换热器有效度。

3.16 根据下式计算所有流动布置方式（除顺流外）下的 ΔT_m。

$$\Delta T_m = F \Delta T_{lm}$$

这里 F 是对一个运行在相同的 R 和端部温度下的假想(或真实)逆流换热器的对数平均温差 ΔT_{lm} 的修正系数，ΔT_{lm} 是利用式(3.172)从式(3.173)获得。现在我们考虑将同一个 ΔT_{lm} 定义用于顺流换热器[即将式(3.172)和式(3.173)联系起来，而不是式(3.174)]，这种情况下，F 不等于1，它将是

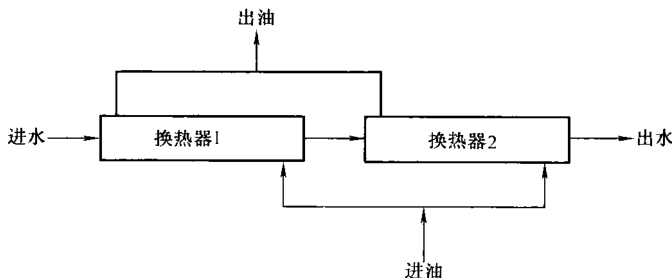
$$F=\frac{R+1}{R-1}\frac{\ln\left(\frac{1-RP}{1-P}\right)}{\ln[1-(1+R)P]}$$

针对顺流换热器，推导该计算 F 的公式。

3.17 温度60℃的润滑油以2.0m/s的速度进入一个10mm直径的管子，管子表面维持在30℃。要将油冷却到45℃，计算所需的管子长度。润滑油的特性为：$\rho=856\text{kg/m}^3$，$k=0.14\text{W/(m·K)}$，$c_p=1780\text{J/(kg·K)}$，$\mu=0.0078\text{Pa·s}$ 润滑油在管内流动，传热系数 $h=51.2\text{W/(m}^2\text{·K)}$。

3.18 一个管壳式换热器用来将热油从240℃冷却到90℃，经过一些过程后，同样的油返回换热器，其温度为40℃，离开换热器时的温度为190℃，忽略油在110~170℃比热容的变化。①如果让你设计一个1-2 TEAM E型换热器，会产生温度交叉吗？②有可能设计一个1-2 TEAM E型换热器来满足上面的要求吗？为什么？③为了消除温度交叉，你最少需要串联多少个1-2 TEAM E型换热器？提示：采用式(3.131)~式(3.139)中适当的公式，指出你可能采用的任何理想化假定。④问题③中两种流体的整体布置方式是什么？说明你是否可以采用另外(相反)的流动布置方式？为什么？

3.19 采用两个相同的单流程逆流换热器，用120℃的热油[$c_p=2.1\text{kJ/(kg·K)}$]来加热25℃的水[$c_p=4.2\text{kJ/(kg·K)}$]，水和油的流量分别为1kg/s和4kg/s，换热器在水侧串联，而在油侧并联，如图问答题3.19所示，油在入口处被分成相同的两股，然后在出口处重新混合，每个换热器的 $U=420\text{W/(m}^2\text{·K)}$，$A_{pass}=10\text{m}^2$，确定水和油的出口温度。



图问答题3.19 两个相同的单流程逆流换热器

第4章　间壁式换热器热设计的附加考虑因素

第3章中所阐述的换热器的设计理论都是基于3.2.1中所讨论的一系列假设发展而来的。这些近似方法可以相对直接地解决相关的设计问题。在很多实际应用中，这些设计理论已经足够并且得到了广泛的应用。尽管如此，在很多应用中要求放宽一定数量的假设。在这种情况下，常规的理论已经不再适用。因此，必须有新的假设来修正这种简化的近似方法，或者发明一种全新的设计方法。

在工业上，换热器的设计和分析计算几乎全部依靠商业或个人软件来完成。这些由复杂程序组合起来的计算工具可以完成真正的工程设计，尽管整个设计过程的内容并不是完全的清晰可见。分析法和包络回归法对于评估各种影响因素大小的顺序，快速灵活地对初步设计进行分析，以及用最具创造性的方法去进行工程判定等都是非常有帮助的。但是，这也要求能够考虑上面涉及的基本假定以外的附加影响。因此，需要发展一种没有包含在第3章的基本设计过程中的影响评估方法。在本章中，我们将对前述的基本设计步骤作：4.1中的纵壁热传导效应；4.2中的不均匀传热系数；4.4中的管壳式换热器中的复合流体分布进行进一步的讨论。

附加考虑对于完成简化的设计方法或者是基于放宽了假设条件的设计是非常有必要的。在这些情况中，最重要的就是要充分考虑翅片效率，这些翅片通常安装在紧凑型换热器，以及其他一些管壳式换热器上以拓展传热面积。因此，在4.3中，我们主要讨论翅片效率的理论研究方法。

4.1　传热表面轴向热传导效应

在换热器中，传热发生在两种流体中，并且沿流体流动方向上的间壁中都存在温度梯度。这就造成了间壁和流体中热量从高温区域向低温区域的传导，从而影响从热流体向冷流体的热传递速率。

当$Pe>10$，$x^* \geq 0.005$时，流体中沿流体流向上的热传导可以忽略不计，这里，贝克莱数$Pe = Re \cdot Pr = u_m D_h/\alpha$，以及$x^* = x/(D_h \cdot Pe)$；在7.2中将讨论$Pe$和$x^*$的意义及其重要性。对于大多数的换热器，除了液体金属换热器，Pe和x^*的值都高于上面所提到的值。因此，在实际应用中，流体内部的轴向热传导都是可以忽略的，这里不再赘述。

在换热器中，如果温度梯度建立在间壁与流体流之间，那么壁面上较热的区域与较冷的区域之间就会发生热传导，这样就会使壁温分布发生变化，从而使换热器的性能降低。例如，在这里我们讨论一下图4.1中所示的逆流式换热器中热流、冷流以及间壁内的温度分布。虚线代表轴向热传导为零的情况，实线代表有限的轴向热传导[$\lambda=0.4$, λ 由式(4.13)定义]。从图中我们可以清晰地看出，间壁内的轴向热传导展平了温度分布，降低冷流体出口处的平均温度，从而导致了换热器的有效度 ε 从90.9%降低到了73.1%。这就造成了整个换热器热传递速率的降低。对于具有单流道且沿流体流向上温度变化相当剧烈(也就是 $\Delta T_h/L$ 或 $\Delta T_c/L$ 的值很大的情况)的换热器而言，在特定的传热单元数 NTU 下，其换热有效性明显降低。当我们要设计一台高有效度(大约为80%)且流长 L 较短的紧凑型换热器时，通常会出现这种情况。一般管壳式换热器的有效度在60%左右或者低于单程。这种换热效率忽略了间壁内沿流体流向上的热传导的影响。

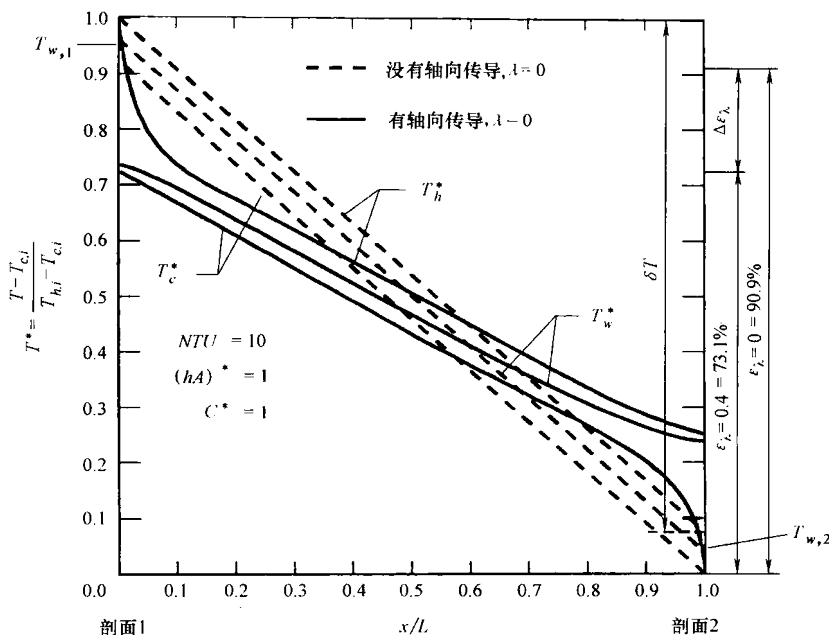


图4.1 具有零或有限轴向热传导的逆流式换热器的流体温度和壁温分布

由于轴向热传导效应仅对高效率的单流道紧凑型换热器是非常重要的，而且由于这种类型的换热器一般采用 ε—NTU 法来设计，所以我们目前的轴向导热效应理论是 ε—NTU 理论的拓展。在平均温差法中没有做这样的拓展。

壁面内轴向热传导的数量级依赖于间壁的导热和壁的温度梯度。后者依次依赖于壁的两个表面的热导。为了获得另外的与轴向导热效应的量纲为一组，我们

可以从微分能量和这个问题的速度方程入手来研究这个问题，并且可以推导出与前面相似的式(4.9)。例如，我们在5.4节中推导了旋转式蓄热器合适的方程。然而，为了给读者提供"灵感"，我们在这里介绍一种更具启发性的方法。我们首先考虑一种比较简单的情况——图4.1所示的壁面内具有线性的温度梯度。轴向换热量为

$$q_k = k_w A_k \frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{L} \tag{4.1}$$

这里，A_k 是总的轴向导热横截面积，热流体与壁面之间的对流热交换会导致其焓值降低，这与焓值的变化(对流率)q_h 是相同的，即

$$(\dot{m}\Delta h)_h = C_h(T_{h,1} - T_{h,2}) = q_h \tag{4.2}$$

类似地，由于壁面与冷流体之间的对流换热，冷流体的焓值会增大，以 q_c 表示则有

$$(\dot{m}\Delta h)_c = C_c(T_{c,1} - T_{c,2}) = q_c \tag{4.3}$$

当然，在没有热量散失到周围环境中的情况下，$q_h = q_c$。因此，壁面中的轴向热传导与冷热流体对流传热量的比值分别为

$$\frac{q_k}{q_h} = \frac{k_w A_k}{LC_h} \frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{T_{h,1} - T_{h,2}} \tag{4.4}$$

$$\frac{q_k}{q_c} = \frac{k_w A_k}{LC_c} \frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{T_{c,1} - T_{c,2}} \tag{4.5}$$

在式(4.4)和式(4.5)中，我们定义新的量纲为一组为

$$\lambda_h = \left(\frac{k_w A_k}{LC}\right)_h \quad \lambda_c = \left(\frac{k_w A_k}{LC}\right)_c \tag{4.6}$$

对于采用任何流体流动布置方式的换热器而言，等式左右两边的下角标 h 和 c 所代表的意义是相同的。独立的 λ 代表轴向热传导参数，它定义为壁内每个单元温差的轴向热传导量与流体单位长度上的热容量的比值。要记住，理想化的零轴向热传导意味着我们引入了一种新的传热过程恶化因子，可以得出结论，与 $\lambda = 0$ 的情况相比 λ 的值越高，导热过程中的热量损失就越大并且换热效率越低。

现在我们来看图3.4中所示的热力循环系统(忽略壁面热阻且是没有污垢的情况)，壁面上任何部位的温度都可以由式(3.34)求得

$$T_w = \frac{T_h + (\eta_o hA)^* T_c}{1 + (\eta_o hA)^*} \tag{4.7}$$

其中，

$$(\eta_o hA)^* = \frac{(\eta_o hA)_c}{(\eta_o hA)_h} \tag{4.8}$$

因此，壁温分布在 T_h 和 T_c 之间，如图4.1所示，并且它的具体分布位置取决于

$(\eta_o hA)^*$ 的值。如果 $(\eta_o hA)^*=0$（例如冷凝器），$T_w=T_h$。由于在冷凝器中 T_h 是近似的常数，那么壁温 T_w 相应地也应该是常数，这就表明即使 λ 的值是有限的，在间壁中仍然不存在轴向温度梯度。因此，当 $(\eta_o hA)^*$ 为零或无限大时，轴向导热效应为零。当 $(\eta_o hA)^*=1$ 时，轴向导热效应最强。

因此对目前的壁内轴向导热效应，我们认为并且可以证明换热器效率是下面一组方程组的函数。

$$\varepsilon=\phi[NTU, C^*, \lambda_h, \lambda_c, (\eta_o hA)^*, \text{流动布置方式}] \tag{4.9}$$

对于顺流式换热器同样应该考虑这一点，但是在 4.1.3 中，顺流式换热器壁内轴向导热效应是可以忽略不计的。注意，对于逆流式换热器有

$$L_h=L_c=L \quad \text{及} \quad A_{k,h}=A_{k,c}=A_k \tag{4.10}$$

于是式(4.6)变为

$$\lambda_h=\frac{k_w A_k}{LC_h} \quad \lambda_c=\frac{k_w A_k}{LC_c} \tag{4.11}$$

因此有

$$\frac{\lambda_h}{\lambda_c}=\frac{C_c}{C_h}=\begin{cases} C^* & , C_c=C_{\min} \\ 1/C^* & , C_c=C_{\max} \end{cases} \tag{4.12}$$

对于逆流式换热器，因为 C^* 出现在式(4.9)中，因此，λ_h 与 λ_c 并不都是独立的参数，它们中只有一个是独立的。为了避免进行选择，为逆流式换热器定义了一个独特的轴向导热参数 λ。

$$\lambda=\frac{k_w A_k}{LC_{\min}} \tag{4.13}$$

对于逆流式换热器，式(4.9)变为如下形式。

$$\varepsilon=\phi[NTU, C^*, \lambda, (\eta_o hA)^*] \tag{4.14}$$

但是，对于采用顺流和逆流之外的其他布置方式的换热器，式(4.9)可以作为一种普遍关系式来使用。

将式(4.13)的分子和分母同乘以 $(T_{h,i}-T_{c,i})$，λ 可以解释为逆流换热器 $(NTC=\infty, C^*=1)$ 中轴向导热量与热力学最大可能传热量的比值。

接下来，我们对各种换热器的轴向导热效应做一下归纳。

4.1.1 $C^*=0$ 的换热器

运行条件 $C^*=0$ 通常发生在当双流体换热器的一侧发生冷凝或者沸腾时。这种情况下两相($C_{\max}$)侧的热阻($1/hA$)通常是非常小的，因此，壁温接近于 C_{max} 侧流体的温度，并且基本是常数（也就是在轴向方向上壁面内的温度梯度是很小的）。所以，在 $C^*=0$ 的情况下，壁面内轴向导热以及其对换热器效能的影响可

以忽略不计。

4.1.2 单程逆流式换热器

Kroeger已经对有限壁面轴向传导的逆流换热器的问题进行了分析，大量的图表结论可以用于对应大范围的NUT、C^*和λ的值，用于相关的换热器设计中求解$(1-\varepsilon)$。Kroeger的研究表明，当$0.1 \leqslant (\eta_o hA)^* \leqslant 10$时，$(\eta_o hA)^*$对$\varepsilon$或$1-\varepsilon$的影响是可以忽略不计的。因此，计算壁内轴向导热效应时除了NTU和C^*只需考虑一个附加参数λ[见式(4.14)]。壁面内轴向导热效应会随着NUT、C^*和λ值的增大而增强，从而导致换热器效能的恶化，当$C^*=1$时，换热器效能降至最低。对于$C^*=1$以及$0.1 \leqslant (\eta_o hA)^* \leqslant 10$的情况，Kroeger的解法是

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{1 + \dfrac{NTU(1+\lambda\Phi)}{(1+\lambda \cdot NTU)}} \tag{4.15}$$

这里，$NTU \geqslant 3$

$$\Phi = \left(\frac{\lambda \cdot NTU}{1+\lambda \cdot NTU}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{4.16}$$

当$\lambda=0$或∞时，式(4.15)简化为

$$\varepsilon = \begin{cases} \dfrac{NTU}{1+NTU} & , \lambda = 0 \\ \dfrac{[1-\exp(-2NTU)]}{2} & , \lambda = \infty \end{cases} \tag{4.17}$$

注意，当$\lambda \to \infty$时，从式(4.17)得到的逆流式换热器的有效度ε与顺流式换热器的有效度(见表3.4)是相等的。当$\lambda \to \infty$时，壁温分布非常均匀，而且这也是顺流换热器$C^*=1$的情况。

当$NTU \to \infty$时，式(4.15)简化为

$$\varepsilon = 1 - \frac{\lambda}{1+2\lambda} \tag{4.18}$$

根据$(1-\varepsilon)$与NTU和λ的关系，图4.2表示出由式(4.15)得到的结果。因为对于高有效度的换热器，较小的变化将引起有效度值很大的变化，所以$(1-\varepsilon)$的概念对于高有效度的换热器来讲是特别有用的。例如，考虑有一台换热器，它的$\varepsilon=98\%$，$C^*=1$。从图4.2中查得，当$\lambda=0$时，$NTU=49$，而当$\lambda=0.01$时，$NTU=94$。因此，由轴向热传导的微小变化而导致的NTU的增加量为92%，由于轴向导热增加了所需的传热面积。另外，当$NTU=49$，$\lambda=0.01$时，由图4.2中可知，$(1-\varepsilon)\times 100=3\%$或$\varepsilon=97\%$。

因此，当$\lambda=0.01$时，换热器的有效度降低1%。当NTU较大时，由于壁面内轴向传导造成的换热器效率的降低可以直接表示为

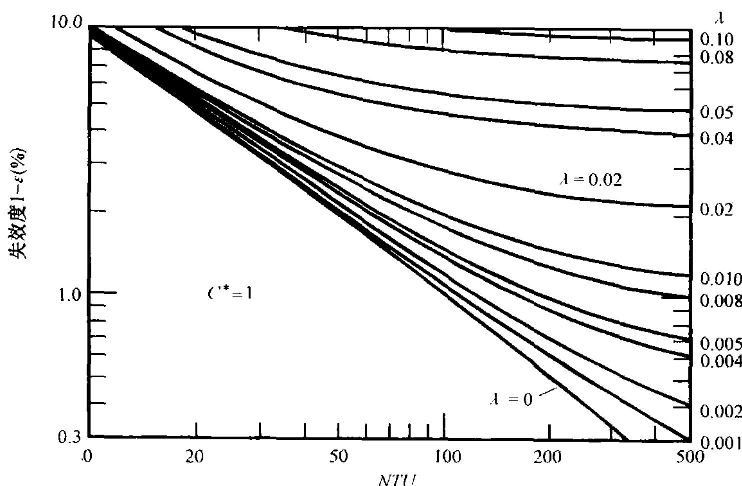


图 4.2　逆流式换热器的失效率 $1-\varepsilon$ 与 NTU 和 λ 的函数关系(摘自 Kroeger,1967)

注：$C^*=1$。

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}=\frac{\varepsilon_{\lambda=0}-\varepsilon_{\lambda\neq 0}}{\varepsilon_{\lambda=0}}=\frac{(NTU-\Phi)\lambda}{1+NTU(1+\lambda+\lambda\Phi)}\approx\lambda \tag{4.19}$$

在式(4.19)中，第二个等号右侧的项可以通过式(4.15)(当 $\lambda\neq 0$ 时)和式(4.17)(当 $\lambda=0$ 时)来得到。而右边的最后一个项可以从 Keys 和 London 的文章中获得。

当 $C^*<1$ 时，换热器的失效率可以参照 Kroeger 的公式。

$$1-\varepsilon=\frac{1-C^*}{\Psi\exp(r_1)-C^*} \tag{4.20}$$

其中

$$r_1=\frac{(1-C^*)NTU}{1+\lambda\cdot NTU\cdot C^*} \tag{4.21}$$

$$\Psi=\frac{1+\gamma\Psi^*}{1-\gamma\Psi^*}\quad \Psi^*=\left(\frac{\alpha}{1+\alpha}\right)^{\frac{1}{2}}\frac{1+\gamma}{\dfrac{1}{\alpha}-\gamma-\gamma^2} \tag{4.22}$$

$$\gamma=\frac{1-C^*}{1+C^*}\frac{1}{1+\alpha}\quad \alpha=\lambda\cdot NTU\cdot C^* \tag{4.23}$$

注意，γ 和 α 为式(4.23)所定义的局部量纲为一变量。Ψ 的值如图 4.3 所示。式(4.20)虽然是在 $(\eta_o hA)^*/C^*=1$ 的前提下推导出来的，但当 $(\eta_o hA)^*/C^*$ 为其他值的时候，该式仍然是适用的。当 $0.5<(\eta_o hA)^*/C^*\leqslant 2$ 时，对于 $C^*=0.95$ 和 0.8 的情况，换热器的 $1-\varepsilon$ 的计算误差分别为 0.8% 和 4.7%。

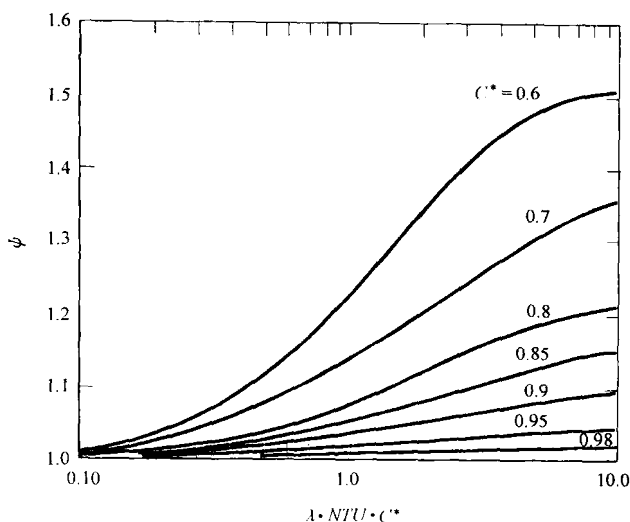


图4.3 式(4.20)中用于计算包括壁面轴向导热效应的单流道逆流式换热器失效率的 Ψ 函数(摘自 Kroeger,1967)

综上所述，壁面内轴向导热效应会随着 NTU、C^* 和 λ 值的增大而增强，从而导致了换热器有效度的逐渐降低，并且当 $C^*=1$ 时，ε 的值降至最低。如果一台逆流式换热器的有效度 ε 是固定的，当 $NTU>10$ 且 $\lambda>0.005$ 时，壁内轴向导热效应会对换热器的尺寸(NTU)有很大的影响。

4.1.3 单程顺流式换热器

对于顺流式换热器，尽管 C^* 和 NTU 的值有变化，但壁面内的温度分布基本接近常数。由于壁面内在流体流向上的温度梯度可以小到忽略不计，那么，壁面轴向传导对换热器有效度的影响也是可以忽略的。因此，对于顺流式换热器而言，没有必要将壁面轴向传导作为考虑因素。

4.1.4 单流道非混合交叉流式换热器

对于这种情况，壁面内的每一点的温度梯度在两种流体的流向上(x 和 y 方向上)是不相同的。这是由于 $\Delta T_{w,1}$ 与 $\Delta T_{w,2}$ 一般是不同的($\Delta T_{w,1}$ 是第一种流体在进、出口处壁的温差;类似地,$\Delta T_{w,2}$ 是第二种流体在进、出口处壁的温差)，以及一般而言 $L_h \neq L_c$。因此，对于交叉流式换热器，λ_h 和 λ_c 是相互独立的参数，并且当考虑壁内轴向导热效应时，ε 是五个独立的量纲为一组的函数，见式(4.9)。当 NTU 和 C^* 值相同时，交叉流式换热器的效率比逆流式换热器低。但是，交叉流式换热器的壁温分布是二维的，因此造成了交叉流式换热器的壁内温度梯度要

高于逆流式换热器。因此，当 C^*、NTU 和 λ 值一样时，壁面轴向传导对交叉流式换热器有效度的影响要高于其对逆流式换热器有效度的影响。由于交叉流式换热器的设计有效度一般小于80%，相比于设计有效度达到98%甚至99%的逆流式换热器而言，壁面轴向传导的影响在该种换热器中是可以忽略不计的。由于交叉流式换热器的壁面轴向传导是一个更复杂的问题，对于这个问题的研究，只有Chiou获得了数值解结果，见表4.1。

4.1.5 其他的单程换热器

壁面轴向传导对采用其他流体布置方式的间壁式换热器的影响没有被评估。然而由于采用其他流体布置方式的大多数的单程换热器没有被设计成高效率的，因此对于这些工业换热器看起来没有实际需要去研究这些。

4.1.6 多程换热器

对于多流道换热器，壁面轴向传导对换热器有效度的影响需要单独评估每个流道，这取决于流体的布置方式。这就要用到前面几节所讲到的结果。尽管对于整体的逆流多程单元可以整体上有很高的有效度，但每个流道的有效度可以不太高，因此，轴向导热效应对多流道换热器有效度的影响是不大的。

例4.1 有一台交叉流余热回收交换器，工质为空气和烟气，且两种流体不混合，$NTU=6$，$C^*=1$。热流体和冷流体入口处的温度分别为360℃和25℃。试分别确定有无壁面轴向传导条件下的流体的出口温度。假设 $\lambda_h=\lambda_c=0.04$，且 $(\eta_o hA)_h/(\eta_o hA)_c=1$。

求解:

问题数据和简述：NTU 值，两种流体比热容的比值，入口温度，交叉流余热回收交换器的冷热流体侧的 λ 值给定(图例4.1)。

确定：存在和不存在轴向导热效应时两种流体出口处的温度。

假设：流体物性是常数，并且在整个换热器中，轴向导热因子 λ 也为常数。

分析：不存在轴向导热效应(也就是 $\lambda_x=0$)的情况，我们可以从表4.1或表3.6的方程(Ⅱ.1)中查得 $\varepsilon=0.7729$。由 ε 的定义可知，出口处的温度为

$$T_{h,o}=T_{h,i}-\varepsilon(T_{h,i}-T_{c,i})=360℃-0.7729(360-25)℃=101.1℃$$

$$T_{c,o}=T_{c,i}+\varepsilon(T_{h,i}-T_{c,i})=25℃+0.7729(360-25)℃=283.9℃$$

当考虑轴向导热效应时，我们要先找出换热器新的有效度值。已知 $NTU=6$，$C^*=1$，$\lambda_c/\lambda_h=1$ 且 $\lambda_h\lambda_c=0.04$，从表4.1中我们可以查得 $\Delta\varepsilon/\varepsilon=0.0455$。因此，使用式(4.19)的第一个等式，新的换热器有效度为

$$\varepsilon_{\lambda\neq0}=\left(1-\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}\right)\varepsilon_{\lambda=0}=(1-0.0455)\times0.7729=0.7377$$

表 4.1　由壁面的轴向导热效应所造成的交叉流式换热器效率($\Delta\varepsilon/\varepsilon$)的降低($C^*=1$)

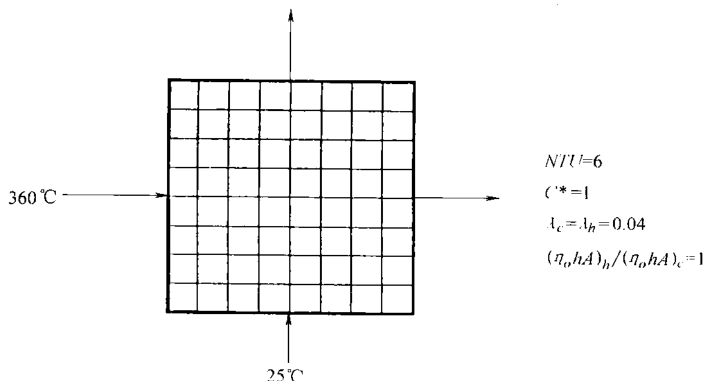
$\frac{\lambda_x}{\lambda_y}$	$\frac{(\eta_o hA)_x}{(\eta_o hA)_y}$	NTU	ε ($\lambda_x=0$)	$\Delta\varepsilon/\varepsilon$											
				λ_x 0.005	λ_x 0.010	λ_x 0.015	λ_x 0.020	λ_x 0.025	λ_x 0.030	λ_x 0.040	λ_x 0.060	λ_x 0.080	λ_x 0.100	λ_x 0.200	λ_x 0.400
0.5	0.5	1.00	0.4746	0.0032	0.0062	0.0089	0.0115	0.0139	0.0162	0.0204	0.0276	0.0336	0.0387	0.0558	0.0720
		2.00	0.6147	0.0053	0.0103	0.0150	0.0194	0.0236	0.0276	0.0350	0.0481	0.0592	0.0689	0.1026	0.1367
		4.00	0.7231	0.0080	0.0156	0.0227	0.0294	0.0357	0.0418	0.0530	0.0726	0.0892	0.1036	0.1535	0.2036
		6.00	0.7729	0.0099	0.0192	0.0279	0.0360	0.0437	0.0510	0.0644	0.0877	0.1072	0.1239	0.1810	0.2372
		8.00	0.8031	0.0114	0.0220	0.0319	0.0411	0.0497	0.0578	0.0728	0.0984	0.1197	0.1377	0.1988	0.2580
		10.00	0.8238	0.0127	0.0243	0.0351	0.0451	0.0545	0.0633	0.0793	0.1066	0.1290	0.1480	0.2115	0.2724
		50.0	0.9229	0.0246	0.0446	0.0616	0.0764	0.0897	0.1017	0.1229	0.1569	0.1838	0.2057	0.2765	0.3427
		100.00	0.9476	0.0311	0.0543	0.0732	0.0893	0.1034	0.1160	0.1379	0.1729	0.2001	0.2223	0.2942	0.3666
	1.0	1.00	0.4764	0.0029	0.0055	0.0079	0.0102	0.0123	0.0143	0.0180	0.0244	0.0296	0.0341	0.0490	0.0643
		2.00	0.6147	0.0055	0.0097	0.0141	0.0180	0.0221	0.0258	0.0327	0.0449	0.0553	0.0643	0.0959	0.1286
		4.00	0.7231	0.0078	0.0151	0.0220	0.0284	0.0346	0.0404	0.0512	0.0702	0.0863	0.1002	0.1491	0.1991
		6.00	0.7729	0.0097	0.0188	0.0273	0.0353	0.0428	0.0499	0.0630	0.0857	0.1049	0.1213	0.1779	0.2344
		8.00	0.8031	0.0113	0.0217	0.0314	0.0404	0.0489	0.0569	0.0716	0.0968	0.1178	0.1356	0.1956	0.2560
		10.00	0.8238	0.0125	0.0240	0.0347	0.0446	0.0538	0.0624	0.0782	0.1052	0.1274	0.1462	0.2096	0.2708
		50.0	0.9229	0.0245	0.0445	0.0614	0.0763	0.0895	0.1015	0.1226	0.1566	0.1834	0.2053	0.2758	0.3405
		100.00	0.9476	0.0310	0.0543	0.0731	0.0892	0.1033	0.1159	0.1378	0.1727	0.1999	0.2221	0.2933	0.3619
	2.0	1.00	0.4764	0.0027	0.0051	0.0074	0.0095	0.0116	0.0135	0.0170	0.0232	0.0285	0.0330	0.0489	0.0652
		2.00	0.6147	0.0048	0.0092	0.0134	0.0173	0.0211	0.0247	0.0313	0.0432	0.0533	0.0621	0.0938	0.1274
		4.00	0.7231	0.0076	0.0147	0.0213	0.0277	0.0336	0.0393	0.0499	0.0685	0.0844	0.0982	0.1468	0.1971
		6.00	0.7729	0.0095	0.0184	0.0268	0.0346	0.0420	0.0490	0.0619	0.0844	0.1033	0.1196	0.1760	0.2328
		8.00	0.8031	0.0111	0.0214	0.0309	0.0398	0.0482	0.0561	0.0706	0.0956	0.1164	0.1342	0.1949	0.2548
		10.00	0.8238	0.0124	0.0238	0.0343	0.0440	0.0532	0.0617	0.0774	0.1041	0.1262	0.1450	0.2083	0.2698
		50.0	0.9229	0.0245	0.0444	0.0613	0.0761	0.0893	0.1013	0.1223	0.1563	0.1831	0.2050	0.2754	0.3401
		100.00	0.9476	0.0310	0.0542	0.0731	0.0891	0.1032	0.1158	0.1377	0.1725	0.1997	0.2219	0.2928	0.3600
1.0	0.5	1.00	0.4746	0.0020	0.0039	0.0057	0.0074	0.0090	0.0106	0.0136	0.0190	0.0237	0.0280	0.0436	0.0609

（续）

$\frac{\lambda_x}{\lambda_y}$	$\frac{(\eta_o hA)_x}{(\eta_o hA)_y}$	NTU	ε ($\lambda_x=0$)	Δε/ε											
				λ_x 0.005	λ_x 0.010	λ_x 0.015	λ_x 0.020	λ_x 0.025	λ_x 0.030	λ_x 0.040	λ_x 0.060	λ_x 0.080	λ_x 0.100	λ_x 0.200	λ_x 0.400
1.0	0.5	2.00	0.6147	0.0034	0.0067	0.0098	0.0128	0.0157	0.0185	0.0238	0.0336	0.0423	0.0501	0.0803	0.1154
		4.00	0.7231	0.0053	0.0103	0.0152	0.0198	0.0243	0.0287	0.0369	0.0520	0.0653	0.0773	0.1229	0.1753
		6.00	0.7729	0.0066	0.0129	0.0189	0.0246	0.0302	0.0355	0.0456	0.0637	0.0797	0.0940	0.1472	0.2070
		8.00	0.8031	0.0076	0.0076	0.0217	0.0283	0.0346	0.0406	0.0520	0.0723	0.0900	0.1057	0.1634	0.2270
		10.00	0.8238	0.0085	0.0165	0.0241	0.0313	0.0382	0.0448	0.0571	0.0790	0.0979	0.1145	0.1751	0.2410
		50.0	0.9229	0.0170	0.0316	0.0445	0.0562	0.0667	0.0765	0.0940	0.1233	0.1474	0.1677	0.2378	0.3092
		100.00	0.9476	0.0218	0.0395	0.0543	0.0673	0.0789	0.0894	0.1080	0.1385	0.1632	0.1840	0.2546	0.3273
	1.0	1.00	0.4746	0.0020	0.0038	0.0055	0.0072	0.0088	0.0103	0.0132	0.0183	0.0228	0.0268	0.0412	0.0567
		2.00	0.6147	0.0034	0.0066	0.0097	0.0127	0.0156	0.0183	0.0236	0.0331	0.0417	0.0493	0.0786	0.1125
		4.00	0.7231	0.0053	0.0103	0.0152	0.0198	0.0243	0.0286	0.0368	0.0517	0.0650	0.0769	0.1220	0.1742
		6.00	0.7729	0.0066	0.0129	0.0189	0.0246	0.0301	0.0354	0.0455	0.0636	0.0795	0.0936	0.1466	0.2046
		8.00	0.8031	0.0076	0.0149	0.0217	0.0283	0.0346	0.0406	0.0519	0.0722	0.0898	0.1054	0.1630	0.2266
		10.00	0.8238	0.0085	0.0165	0.0241	0.0313	0.0382	0.0448	0.0571	0.0789	0.0978	0.1143	0.1749	0.2407
		50.0	0.9229	0.0170	0.0316	0.0445	0.0562	0.0667	0.0765	0.0940	0.1233	0.1473	0.1677	0.2377	0.3090
		100.00	0.9476	0.0218	0.0395	0.0543	0.0673	0.0789	0.0894	0.1080	0.1385	0.1632	0.1840	0.2546	0.3276
	2.0	1.00	0.4746	0.0020	0.0039	0.0057	0.0074	0.0090	0.0106	0.0136	0.0190	0.0237	0.0280	0.0436	0.0609
		2.00	0.6147	0.0034	0.0067	0.0098	0.0128	0.0157	0.0185	0.0238	0.0336	0.0423	0.0501	0.0803	0.1154
		4.00	0.7231	0.0053	0.0103	0.0152	0.0198	0.0243	0.0287	0.0369	0.0520	0.0653	0.0773	0.1229	0.1753
		6.00	0.7729	0.0066	0.0129	0.0189	0.0246	0.0302	0.0355	0.0456	0.0637	0.0797	0.0940	0.1472	0.2070
		8.00	0.8031	0.0076	0.0148	0.0217	0.0283	0.0346	0.0406	0.0520	0.0723	0.0900	0.1057	0.1634	0.2270
		10.00	0.8238	0.0085	0.0165	0.0241	0.0313	0.0382	0.0448	0.0571	0.0790	0.0979	0.1145	0.1751	0.2410
		50.0	0.9229	0.0170	0.0316	0.0445	0.0562	0.0667	0.0765	0.0940	0.1233	0.1474	0.1677	0.2378	0.3092
		100.00	0.9476	0.0218	0.0395	0.0543	0.0673	0.0789	0.0894	0.01088	0.1385	0.1632	0.1840	0.2546	0.3273
2.0	0.5	1.00	0.4746	0.0014	0.0027	0.0039	0.0051	0.0063	0.0074	0.0095	0.0135	0.0170	0.0203	0.0330	0.0489
		2.00	0.6147	0.0024	0.0048	0.0070	0.0092	0.0113	0.0134	0.0173	0.0247	0.0313	0.0375	0.0621	0.0938

（续）

$\frac{\lambda_x}{\lambda_y}$	$\frac{(\eta_o hA)_x}{(\eta_o hA)_y}$	NTU	ε ($\lambda_x=0$)	$\Delta\varepsilon/\varepsilon$											
				λ_x 0.005	λ_x 0.010	λ_x 0.015	λ_x 0.020	λ_x 0.025	λ_x 0.030	λ_x 0.040	λ_x 0.060	λ_x 0.080	λ_x 0.100	λ_x 0.200	λ_x 0.400
2.0	0.5	4.00	0.7231	0.0039	0.0076	0.0112	0.0147	0.0181	0.0213	0.0227	0.0393	0.0499	0.0596	0.0982	0.1468
		6.00	0.7729	0.0049	0.0095	0.0141	0.0184	0.0227	0.0268	0.0346	0.0490	0.0619	0.0736	0.1196	0.1760
		8.00	0.8031	0.0057	0.0111	0.0163	0.0214	0.0262	0.0309	0.0398	0.0561	0.0706	0.0837	0.1342	0.1949
		10.00	0.8238	0.0063	0.0124	0.0182	0.0238	0.0291	0.0343	0.0440	0.0617	0.0774	0.0914	0.1448	0.2083
		50.0	0.9229	0.0130	0.0245	0.0349	0.0444	0.0531	0.0613	0.0761	0.1013	0.1223	0.1404	0.2050	0.2754
		100.00	0.9476	0.0168	0.0310	0.0433	0.0542	0.0641	0.0731	0.0891	0.1158	0.1377	0.1563	0.2219	0.2928
	1.0	1.00	0.4746	0.0015	0.0029	0.0042	0.0055	0.0067	0.0079	0.0102	0.0143	0.0180	0.0213	0.0341	0.0490
		2.00	0.6147	0.0026	0.0050	0.0074	0.0097	0.0119	0.0141	0.0182	0.0258	0.0327	0.0391	0.0643	0.0959
		4.00	0.7231	0.0040	0.0078	0.0115	0.0151	0.0186	0.0220	0.0284	0.0404	0.0512	0.0611	0.1002	0.1491
		6.00	0.7729	0.0050	0.0097	0.0144	0.0188	0.0231	0.0273	0.0353	0.0499	0.0630	0.0749	0.1213	0.1779
		8.00	0.8031	0.0057	0.0113	0.0166	0.0217	0.0266	0.0314	0.0404	0.0569	0.0716	0.0848	0.1356	0.1956
		10.00	0.8238	0.0064	0.0125	0.0184	0.0240	0.0295	0.0347	0.0446	0.0624	0.0782	0.0924	0.1462	0.2096
		50.0	0.9229	0.0130	0.0245	0.0350	0.0445	0.0533	0.0614	0.0763	0.1015	0.1226	0.1407	0.2053	0.2756
		100.00	0.9476	0.0169	0.0310	0.0434	0.0543	0.0641	0.0731	0.0892	0.1159	0.1378	0.1564	0.2221	0.2933
	2.0	1.00	0.4746	0.0016	0.0032	0.0047	0.0062	0.0076	0.0089	0.0115	0.0162	0.0204	0.0241	0.0387	0.0558
		2.00	0.6147	0.0027	0.0053	0.0078	0.0103	0.0127	0.0150	0.0194	0.0276	0.0350	0.0418	0.0689	0.1026
		4.00	0.7231	0.0041	0.0080	0.0119	0.0156	0.0192	0.0227	0.0294	0.0418	0.0530	0.0632	0.1036	0.1535
		6.00	0.7729	0.0051	0.0099	0.0146	0.0192	0.0236	0.0279	0.0360	0.0510	0.0644	0.0766	0.1239	0.1810
		8.00	0.8031	0.0058	0.0114	0.0168	0.0220	0.0270	0.0319	0.0411	0.0578	0.0728	0.0862	0.1377	0.1988
		10.00	0.8238	0.0065	0.0127	0.0186	0.0243	0.0298	0.0351	0.0451	0.0633	0.0793	0.0936	0.1480	0.2115
		50.0	0.9229	0.0130	0.0246	0.0350	0.0446	0.0534	0.0616	0.0764	0.1017	0.1229	0.1410	0.2057	0.2765
		100.00	0.9476	0.0169	0.0311	0.0434	0.0543	0.0642	0.0732	0.0893	0.1160	0.1379	0.1566	0.2223	0.2942



图例 4.1 交叉流余热回收交换器

因此，由 ε 的定义可知，出口处的温度为

$$T_{h,o}=T_{h,i}-\varepsilon(T_{h,i}-T_{c,i})=360℃-0.7377(360-25)℃=112.9℃$$

$$T_{c,o}=T_{c,i}+\varepsilon(T_{h,i}-T_{c,i})=25℃+0.7377(360-25)℃=272.1℃$$

讨论和注释：对于这种特殊问题，对应出口温度的不同，换热器有效度的减小很严重，约为 4.6%。也就是说，要弥补轴向导热效应所造成的影响就需要多付出 4.6% 的热损失，或者说要增加 4.6% 的燃料消耗。这个例子表明，对于一些高有效度的交叉流式换热器，轴向导热效应的影响是很大的，是不可以忽略掉的。因此，当单程换热器单元或者多程换热器中的一个流程的有效度 $\varepsilon \geqslant 75\%$ 时，我们必须要实际考虑轴向导热效应的影响。

4.2 总的传热系数不一致的情况

在换热器传热分析中用的 ε—NTU，P—NTU 和平均温差方法，这三种方法都理想化的换热器的总传热系数 U 在整个换热器中保持常数且不随时间改变。正如在式(3.24)中的讨论，U 取决于连续热阻的数量，特别是两种流体侧的传热系数。这些独立的传热系数会随着流体雷诺数、传热表面的几何形状、流体的热物理性质、由热边界层的发展而引起的入口长度效应，以及其他因素的变化而改变。在采用粘性流体做工质的换热器中，当流体流动一侧含有层流、过渡区和湍流区时，其传热系数 h 会发生十倍的变化。因此在换热表面区域的个别 h 值是变化的，那么很有可能总的传热系数 U 不是常数并且整个交换过程中不一致。

现在我们来讨论 U 的变化以及如何考虑对换热器性能造成的影响。考虑到两个方面的原因会导致每侧流体的局部传热系数发生轻微或者剧烈的变化：①由于流体参数或辐射的变化而造成的流体温度的升高或降低；②热边界层的发展(指长度效应)。简而言之，我们将在 3.2.1 中的第 8)条关于换热器的局部及总

的传热系数是常数这个假设条件上作适当的放宽。

对于第一个影响因素，流体特性(或辐射)的变化是由两个方面构成的：①由于流体特性的变化而导致在自由流动横断面上流体速度和温度场的变形(通常用在7.6中所讲到的物性比值法去考虑这种因素的影响)；②换热器轴向和横向上的流体温度的变化取决于换热器的流体布置方式，这种影响常是指温度效应。轴向上的流体温度变化对换热器的总体平均传热系数有很大的影响。U_{local}的变化可能是非线性的，这取决于流体的种类。对于作层流流动的流体而言，温度和热的入口长度的影响是非常重要的，而对于作湍流流动的流体，热入口长度的影响并不是太重要，除非低普朗特数的流体。

在这里需要注意的是，一般情况下换热器的局部传热系数除了与流体温度、长度影响相关外，还受其他变量的影响，例如流体分布不均、污垢和制造不完善等。同样，换热器的总传热系数取决于传热表面的几何形状、局部努谢尔特数(作为相关参数的函数)、热物性、污垢的影响、温度的变化、温差的变化等诸多因素。对于这些参数的影响还没有多少可以利用的信息，并且讨论这些参数的影响已经超过了本书的范围。本章重点关注由于温度和长度效应所导致的 U 的分布不均。

为了概述如何考虑温度与长度效应，我们引进特殊的局部和总的平均传热系数的定义。换热器中某一点$[x^* = x/(D_h \cdot Re \cdot Pr)]$(下标1和2表示流体1和流体2)，具有传热表面积 dA 以及局部温差 $T_h - T_c = \Delta T$，则局部总的传热系数$U(x_1^*, x_2^*, T)$为

$$U = \frac{dq}{dA\Delta T} \tag{4.24}$$

通常，总的平均传热系数定义为

$$\frac{1}{U_m A} = \frac{1}{(\eta_o h_m A)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o h_m A)_c} \tag{4.25}$$

在这里，为了简化讨论，我们不考虑污垢以及其他因素产生的热阻，但是，如果希望热阻存在的情况也可以很容易地用同样的方法参照式(3.24)来解决。式(4.25)中的 h_m 是由试验和经验公式中得到的平均传热系数，因此，它们代表了传热表面上的平均值。在试验和经验公式中与流体有关的特性通常为常数，见7.5中的讨论。如果换热器中的温度变化以及并发的流体特性的变化并不大，那么在流体特性 $U_m(T)$ 中的参考温度 T 通常是用来确定传热系数 h_m 的，是该种流体在换热器进出口处温度的算术平均值。在某些情况下，$U_m(T)$ 中参考温度 T 是流体的对数平均温度(见9.1中的讨论)或者积分平均温度。如果流体特性在流体的一侧或两侧变化很大，那么前述的方法都不适用了。

一种更加严格的方法就是平均面积 $\breve{U}$ 用于 NTU 定义中[见式(3.59)中的第

一个等式]，作如下定义。

$$\breve{U} = \frac{1}{A}\int_A U(x,y)\,dA \tag{4.26}$$

这个定义式正确地考虑了温度和入口长度效应对于逆流式和顺流式换热器的影响，忽略了换热器尺寸的影响。但是可能不会为 $U(x,y)$ 的积分找到一种闭合解表达式，而且没有严格的证据能证明式(4.26)能用于采用其他流体布置方式的换热器。

当温度和入口长度效应所产生的影响不能忽略时，需要将式(4.24)积分来求得总的传热系数 $\overline{\overline{U}}$(考虑了温度和长度效应)，这种办法能用于传统的换热器设计。最精确的方法就是对给定的问题将式(4.24)进行精确积分。但是，如果我们能够对式(4.24)进行近似积分而接近一个适当精确的 $\overline{\overline{U}}$ 的话，那么在常规换热器设计方法时就可以用 $\overline{\overline{U}}$ 来取代 U 了。

因此，当温度和入口长度效应中一个或者两者都不能忽略时，我们就需要将式(4.24)近似积分如下。理想化的局部：$U(x,y,T) = U_m(T)f(x,y)$ 以及 $U(x_1^*, x_2^*, T) = U_m(T)f(x_1^*, x_2^*)$；这里，$U_m(T)$ 是单纯的温度函数，$f(x,y) = f(x_1^*, x_2^*)$ 则是单纯的位置函数。于是式(4.24)简化为

$$U_m(T)f(x_1^*, x_2^*) = \frac{dq}{dA\Delta T} \tag{4.27}$$

并作如下积分有

$$\int \frac{dq}{U_m(T)\Delta T} = \int f(x_1^*, x_2^*)\,dA \tag{4.28}$$

下面方程的第一个等式给出了精确考虑温度效应时的逆流换热器的整体传热系数 $\tilde{U}$。这个方程是由 Roetzel 得到，并由 Shah 和 Sekulic′发表。

$$\frac{1}{\tilde{\tilde{U}}} = \frac{1}{\ln\Delta T_{\mathrm{II}} - \ln\Delta T_{\mathrm{I}}}\int_{\ln\Delta T_{\mathrm{I}}}^{\ln\Delta T_{\mathrm{II}}} \frac{d(\ln\Delta T)}{U(T)} \approx \frac{1}{\ln\Delta T_{\mathrm{II}} - \ln\Delta T_{\mathrm{I}}}\int_{\ln\Delta T_{\mathrm{I}}}^{\ln\Delta T_{\mathrm{II}}} \frac{d(\ln\Delta T)}{U_m(T)} \tag{4.29}$$

注意，在式(4.29)中，$U(T) = U_m(T)$ 仅取决于每个流体侧的局部温度，并且由式(4.25)来局部求值。式(4.29)中的约等号表明，逆流温度效应对于其他假设为逆流的流体布置方式也是有效的。这样 ΔT_{I} 和 ΔT_{II} 就可由式(3.173)来估算。

在式(4.28)中左侧的整体传热系数 $U_m(T)$ 仅依赖于温度。我们可以将式(4.28)左侧部分定义为如下形式。

$$\int \frac{dq}{U_m(T)\Delta T} = \frac{1}{\tilde{\tilde{U}}}\int \frac{dq}{\Delta T} \tag{4.30}$$

这样，这个方程定义了仅考虑温度效应的 $\tilde{U}$。式(4.30)右侧的积分可以用

平均温差的定义来替换，即

$$\int \frac{\mathrm{d}q}{\Delta T} = \frac{q}{\Delta T_m} \tag{4.31}$$

将式(4.28)右侧部分定义为修正因子 κ，κ 考虑了长度对换热器总传热系数的影响。

$$\kappa = \frac{1}{A}\int_A f(x_1^*, x_2^*)\,\mathrm{d}A \tag{4.32}$$

其中，x_1^* 和 x_2^* 分别为流体 1 和流体 2 的量纲为一轴向长度，如前面的注释。

最终将式(4.30)至式(4.32)代入式(4.28)并整理得

$$q = \tilde{U}\kappa A\Delta T_m = \overline{\overline{U}}A\Delta T_m \tag{4.33}$$

因此，考虑了温度效应 $\tilde{U}$ 和长度效应 κ 的换热器的总传热系数 $\overline{\overline{U}}$ 可以表示为

$$\overline{\overline{U}} = \frac{1}{A}\int U_m(T) f(x,y)\,\mathrm{d}A = \tilde{U}\kappa \tag{4.34}$$

前面已经提到，$f(x,y) = f(x_1^*, x_2^*)$ 是单纯位置函数。在后面的章节中，我们将为 $\tilde{U}$ 和 κ 的计算提供恰当的公式。注意，因为 $\kappa \leqslant 1$(如图 4.5 所示)，则有 $\overline{\overline{U}} \leqslant \tilde{U}$。从式(4.30)中我们也可以发现，如果温度效应影响不明显[例如 $U_m(T)$ 随 T 的变化不明显]时，有 $\tilde{U} = U_m$。

对于逆流式换热器有

$$\overline{\overline{U}} = \tilde{U} = \widehat{U} \tag{4.35}$$

用式(4.26)定义的 $\widehat{U}$、式(4.29)中定义的 $\tilde{U}$ 和 $U(x,T)$ 替换 $U(T)$ 和 $U_m(T)$。因此，对于估算逆流式换热器的 $\overline{\overline{U}}$，一是可以用面积的函数，例如气体流动的层流，或者温度的函数 $\tilde{U}$，例如液体的湍流流动，来计算 $\overline{\overline{U}} = \tilde{U} = \widehat{U}$。在表 4.2 中对总传热系数的不同定义进行了归纳。

表 4.2　局部和平均总传热系数的定义

符号	定义式	评价
U	$U = \dfrac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}A\Delta T}$	局部总传热系数的基本定义
U_m	$\dfrac{1}{U_m A} = \dfrac{1}{(\eta_o h_m A)_h} + R_w + \dfrac{1}{(\eta_o h_m A)_c}$	在两种流体侧用面积平均传热系数定义的总传热系数。每种流体的传热系数都应按照该流体的参考温度来计算。参考温度通常为该流体在换热器进、出口处温度的算术平均值

（续）

符号	定义式	评价
$\breve{U}$	$\breve{U}=\frac{1}{A}\int_A U(A)\,dA$	整个传热表面的平均总传热系数
$\widetilde{U}$	$\widetilde{U}=(\ln\Delta T_2-\ln\Delta T_1)\left[\int_{\ln\Delta T_1}^{\ln\Delta T_2}\frac{d(\ln\Delta T)}{U(T)}\right]^{-1}$	仅仅考虑温度效应的平均总传热系数
$\overline{\overline{U}}$	$\overline{\overline{U}}=\widetilde{U}_\kappa$	考虑温度和入口长度效应的平均总传热系数。用修正系数 κ 来考虑入口长度效应

下面来讨论换热器设计中考虑温度和长度效应时计算 $\overline{\overline{U}}$ 的方法。

4.2.1 温度效应

4.2.1.1 逆流式换热器

考虑有一台单程逆流式换热器，其总传热系数 U 随流体的温度线性变化，$U=a(1+bT)$，其中 a 和 b 为常数。这种情况下，$U\Delta T$（ΔT 为冷、热流体之间的温差）的平均值由 Colburn 给出。

$$\frac{q}{A}=(U\Delta T)_m=\frac{U_{\rm I}\Delta T_{\rm II}-U_{\rm II}\Delta T_{\rm I}}{\ln\left(\dfrac{U_{\rm I}\Delta T_{\rm II}}{U_{\rm II}\Delta T_{\rm I}}\right)} \tag{4.36}$$

其中，$U_{\rm I}$和 $U_{\rm II}$分别为换热器热流体和冷流体端所决定的换热器的总传热系数，而 $\Delta T_{\rm I}$和 $\Delta T_{\rm II}$可以通过式(3.173)来得到。注意，$(U\Delta T)_m$ 不等于 $\widetilde{U}\Delta T_m$。这种情况下，我们可以计算换热器的换热量 $q=(U\Delta T)_mA$。式(4.36)可以对粘性流体和部分冷凝过程进行很好的近似计算，在后面的章节中会用例子来进一步讨论。

另一种可选择的考虑温度效应对 U 的影响的方法就是通过对换热器中某一特定点的局部的 U 进行估算，然后用近似积分法计算，或者进行数值分析。由于这些方法都是普遍适用的，在采用其他流体布置方式的换热器中将进行讨论。

4.2.1.2 采用其他流体布置方式的换热器

我们首先阐明逆流式换热器中如何包括可变的 UA 的影响的概念，然后将其扩展到其他类型的换热器中。为了确定温度的变化是否会对 UA 造成较大的影响，首先估算逆流式（或者将其他布置方式假定为逆流布置方式换热器）两端的 UA。如果测定出了 UA 的变化很明显，如图 4.4 所示，我们可以将 UA 的变化进行近似积分可以求得平均值 $\widetilde{U}A$［也

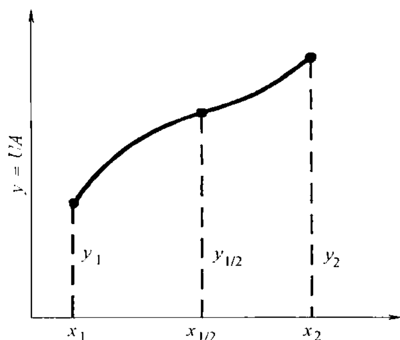


图 4.4 Simpson 法求解逆流式换热器的 UA 的变化趋势

就是式(4.29)中的第一个等式]，由 Simpson 三点法(Roetzel 和 Spang,1993)得

$$\frac{1}{\tilde{U}A}=\frac{1}{6}\frac{1}{U_{\mathrm{I}}A}+\frac{2}{3}\frac{1}{U_{\frac{1}{2}}^{*}A}+\frac{1}{6}\frac{1}{U_{\mathrm{II}}A} \tag{4.37}$$

其中，

$$U_{\frac{1}{2}}^{*}A=U_{\frac{1}{2}}A\frac{\Delta T_{\frac{1}{2}}}{\Delta T_{\frac{1}{2}}^{*}} \tag{4.38}$$

在式(4.38)中，$\Delta T_{\frac{1}{2}}$和$\Delta T_{\frac{1}{2}}^{*}$分别定义为

$$\Delta T_{\frac{1}{2}}=T_{h,\frac{1}{2}}-T_{c,\frac{1}{2}}\quad 和\quad \Delta T_{\frac{1}{2}}^{*}=(\Delta T_{\mathrm{I}}\Delta T_{\mathrm{II}})^{\frac{1}{2}} \tag{4.39}$$

其中，下角标Ⅰ和Ⅱ分别对应截面端的终点，下角标$\frac{1}{2}$对应于第二个方程所定义的点之间的点。$T_{h,1/2}$和$T_{c,1/2}$则通过式(4.43)~式(4.45)来计算。

一般地，单个的传热系数都具有很高的不确定性，因此三点近似算法是在可满足大多数情况的条件下应用的。注意，为了简化计算，上面的例子我们选取了第三点作为中间点。为了适当地考虑温度效应，中间点根据ΔT_{I}和ΔT_{II}来定义；这个中间点不是沿换热器长度上的物理中间点。这种方法的逐步求解过程见4.2.3.1。

4.2.2　长度效应

在层流的入口区域，流体的传热系数能够有很大的变化。对于湍流流体，这种影响是可以忽略的。因此，我们将长度效应联系到层流流动中。对于水动力学完全发展且热力学未完全发展的流体而言，对于环形管和平板的局部传热系数h_x和平均传热系数h_m的关系式如下(Shah 和 London,1978)。

$$h_x=\frac{2}{3}h_m(x^*)^{-\frac{1}{3}} \tag{4.40}$$

其中，$x^*=x/(D_h\cdot Re\cdot Pr)$。用流体中一方或双方的$h$的变化对逆流式和交叉流式换热器进行了分析，修正因子κ作为φ_1和φ_2的函数分别列在了图4.5和表4.3中，其中有

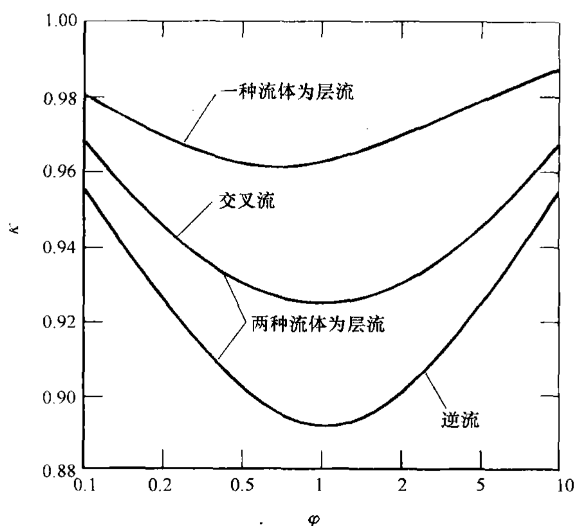


图4.5　当一种或两种流体侧为层流流体时，表4.3中所列方程的入口长度效应的修正系数κ(摘自 Roetzel,1974)

表 4.3 当一种或两种流体侧为层流流体时，各种流体布置方式的换热器的入口长度效应修正因子 κ 的计算方程

流动形式	计算方程
一种流体侧为层流流动、顺流式、逆流式、叉流式、1-2n TEMA E	$\kappa=(1+\varphi_1)\left[1-\frac{4}{3}\varphi_1+\frac{8}{9}\varphi_1^2\ln\left(1+\frac{3}{2\varphi_1}\right)\right]$
两种流体侧为层流流动逆流式	$\kappa=1-\dfrac{0.65+0.23R_w(a_1+a_2)}{4.1+\frac{a_1}{a_2}+\frac{a_2}{a_1}+3R_w(a_1+a_2)+2R_w^2a_1a_2}$
两种流体侧为层流流动叉流式	$\kappa=1-\dfrac{0.44+0.23R_w(a_1+a_2)}{4.1+\frac{a_1}{a_2}+\frac{a_2}{a_1}+3R_w(a_1+a_2)+2R_w^2a_1a_2}$
两种流体侧为层流流动顺流式	$\kappa=(1+\varphi_2)\left[1-\frac{4}{3}\varphi_2+\frac{8}{9}\varphi_2^2\ln\left(1+\frac{3}{2\varphi_2}\right)\right]$

注：$\varphi_1=a_2\left(\frac{1}{a_1}+R_w\right)_1$；$\varphi_2=\dfrac{R_w}{\frac{1}{a_1}+\frac{1}{a_2}}$；$a_1=(\eta_o h_m A)_1$；$a_2=(\eta_o h_m A)_2$。

$$\varphi_1=\eta_{o,2}h_{m,2}A_2\left(\frac{1}{\eta_{o,1}h_{m,1}A_1}+2R_w\right)\quad \varphi_2=R_w\left(\frac{1}{(\eta_o h_m A)_1}+\frac{1}{(\eta_o h_m A)_2}\right)^{-1} \tag{4.41}$$

当 $\varphi_1=1$ 时，$\kappa=0.89$(即换热器冷、热端的热阻基本平衡且 $R_w=0$)。因此当考虑热入口长度效应对传热系数的影响时，由于 $\overline{\overline{U}}=\widetilde{U}_\kappa$，从式(4.34)中可知有 $\overline{\overline{U}}\leqslant\widetilde{U}$ 或U_m。如果将热阻看为是串联的，那么这个问题就很容易解释了。例如，考虑一个非常简单的例子：有一台逆流式换热器，每一侧流体的传热系数从入口处为80W/(m^2·K)到出口处为40W/(m^2·k)变化，并且有 $A_1=A_2$，$R_w=0$，$\eta_{o,1}=\eta_{o,2}=1$，没有温度效应。在这种情况下，算术平均值 $h_{m,1}=h_{m,2}=60$W/(m^2·K)，$U_m=30$W/(m^2·K)。但是，在逆流换热器的每一端有 $U_1=U_2=262.67$W/(m^2·K)(由于 $1/U=1/80+1/40$)。因此 $\overline{\overline{U}}=(U_1+U_2)/2=26.67$W/(m^2·K)。所以 $\overline{\overline{U}}/U_m=0.89$。

4.2.3 综合效应

下面逐步地详细讨论如何综合考虑温度和入口长度效应对 U 的影响；更详细的内容读者可以参阅 Shah 和 Sekulic′的文章。首先，我们需要确定每一流体侧的传热系数，考虑到两个效应影响到流体特性的变化：①由于流体特性的变化造成了流体在给定流通截面上速度和温度场的变形；②沿换热器轴向和横向上存在流体温度的变化。一般而言，绝大多数传热系数的关系式都是在试验的基础上假

定流体特性基本是常数而得到的(因为一般试验过程中可以维持微小的温差)，或者是在流体特性为常数时，通过理论或数值计算而得到的。当壁面(换热面)与流体之间温差较大时，在给定的流通截面上(在位置 x)，流体的特性将会发生相当的改变，而且会导致速度和温度场的分布产生较大的变形。在这种情况下，困难的是用流体体积温度还是壁面的温度亦或介于二者之间的某个温度来确定流体的特性，进而确定流体的传热系数 h。除非一个特别的传热关系式包含了这种效应，通常用流体体积温度和壁面温度的比例的方法解决这个问题，这些将在7.6节中的讨论。因此，在这里我们必须强调一点，用 Simpson 积分法进行求解时，换热器中某一特定点的局部传热系数，必须先用物性比值法(Property Ratio Method)对局部的温度和速度场进行修正，然后用局部 h 值进行积分。两种温度效应对 $\tilde{U}$ 的净效应是比较大的，所以 $\tilde{U}$ 的值与当流体特性为常数时所计算出的 U_m 相比有明显的不同。

流体在热入口区域的独立传热系数有可能非常高。但是，通常情况下，它对总传热系数的影响是不大的。这是因为，当用式(4.25)计算 U_{local} 时，相应的局部值[见式(3.20)以及后面的讨论]取代了 U_m 和 h_m，同时由于其他可控热阻的存在(即 hA 值较低)，减小了局部传热系数对于总传热系数的影响。从图4.5中也可以看出，由入口长度效应所造成的 U_m 值的降低最大能达到11%(即 κ 的最小值为0.89)。通常，对于在换热器中作层流的气流，热入口长度的效应的影响是非常大的。

4.2.3.1　确定 $\bar{\bar{U}}$ 的具体步骤

下面逐步确定 $\bar{\bar{U}}$ 的方法是基于 Roetzel 和 Spang 的原创工作，后来被 Shah 和 Sekulic′稍加改进的。这种方法不仅考虑了由温度效应引起的单个 h 的变化，而且将比热容 c_p 与温度联系起来。

1）假设给定的换热器是逆流式换热器(即使与逆流换热器不同)，确定每种流体在换热器进、出口处的焓值及传热系数。接下来，用式(3.24)计算换热器入口和出口处的热导 U_{I} 和 $U_{\mathrm{II}}A$。

2）为了考虑与温度有关的比热容 c_p，根据下面的方程用在每端点的已知值来计算 C_{max} 流体(用下角标 j 表示)在换热器中第三点$\left(用下角标\frac{1}{2}表示的项,见4.2.1.2\right)$的比焓 h。

$$h_{j,\frac{1}{2}} = h_{j,\mathrm{II}} + (h_{j,\mathrm{I}} - h_{j,\mathrm{II}})\left(\frac{\Delta T_{\frac{1}{2}}^{*} - \Delta T_{\mathrm{II}}}{\Delta T_{\mathrm{I}} - \Delta T_{\mathrm{II}}}\right) \tag{4.42}$$

其中，$\Delta T_{\frac{1}{2}}^{*}$ 由下式得到

$$\Delta T_{\frac{1}{2}}^{*} = (\Delta T_{\mathrm{I}}\Delta T_{\mathrm{II}})^{\frac{1}{2}} \tag{4.43}$$

这里，$\Delta T_{\mathrm{I}}=(T_h-T_c)_{\mathrm{I}}$，$\Delta T_{\mathrm{II}}=(T_h-T_c)_{\mathrm{II}}$。如果 $\Delta T_{\mathrm{I}}=\Delta T_{\mathrm{II}}$（也就是 $C^*=R_1=1$），则式(4.42)中最右边的括号项变为$\frac{1}{2}$。如果比热容为常数，则式(4.42)中的焓值可以用温度值来代替。如果比热容值变化不大，式(4.42)也可用于 $C_{\min}$ 流体。但是，当比热容值变化比很大时，如在低温换热器中，用式(4.42)计算出的 C_{max} 和 C_{min} 流体的第三点的不能足够接近(摘自 Shah 和 Sekulic′, 1998)。在这种情况下，要用如下能量守恒方程来计算 $C_{\min}$ 流体的第三点。

$$[\dot{m}(h_i-h_{\frac{1}{2}})]_{C_{\max}}=[\dot{m}(h_{\frac{1}{2}}-h_o)]_{C_{\min}} \tag{4.44}$$

接下来，用状态方程或图表的结果确定与 $h_{h,\frac{1}{2}}$ 和 $h_{c,\frac{1}{2}}$ 所对应的温度 $T_{h,\frac{1}{2}}$ 和 $T_{c,\frac{1}{2}}$。那么有

$$\Delta T_{\frac{1}{2}}=T_{h,\frac{1}{2}}-T_{c,\frac{1}{2}} \tag{4.45}$$

3）对逆流式换热器，每侧流体第三点的传热系数 $h_{j,1/2}$ 是基于前一步确定的温度 $T_{j,1/2}$ 来计算的。对于其他的换热器，用下面的修正关系式来计算 $h_{j,1/2}$（摘自 Roetzel 和 Spang, 1993）：

$$T_{h,\frac{1}{2},corr}=T_{h,\frac{1}{2}}-\frac{3}{2}(T_{h,\frac{1}{2}}-T_{c,\frac{1}{2}})\frac{1-F}{1+R_h^{\frac{2}{3}}} \tag{4.46}$$

$$T_{c,\frac{1}{2},corr}=T_{c,\frac{1}{2}}-\frac{3}{2}(T_{h,\frac{1}{2}}-T_{c,\frac{1}{2}})\frac{1-F}{1+R_c^{\frac{2}{3}}} \tag{4.47}$$

在式(4.46)和式(4.47)中，F 为对数平均温差修正因子，并且有 $R_h=\frac{C_h}{C_c}$ 或 $R_c=\frac{C_c}{C_h}$。温度 $T_{h,1/2,corr}$ 和 $T_{c,1/2,corr}$ 仅用来估算用于计算 $h_{h,1/2}$ 和 $h_{c,1/2}$ 的流体特性。前讲到的对参考温度 $T_{j,1/2}$($j=h$ 或 c)的修正会造成冷流体温度的升高或热流体温度的降低。

用下面的方程计算的三点的整体传导。

$$\frac{1}{U_{\frac{1}{2}}A}=\frac{1}{\eta_{o,h}h_{h,\frac{1}{2}}A_h}+R_w+\frac{1}{\eta_{o,c}h_{c,\frac{1}{2}}A_c} \tag{4.48}$$

注意，η_f 和 η_o 可由流体的局部温度准确确定。

4）用式(4.38)计算第三点的整体传热系数

$$U_{\frac{1}{2}}^*A=U_{\frac{1}{2}}A\frac{\Delta T_{\frac{1}{2}}}{\Delta T_{\frac{1}{2}}^*} \tag{4.49}$$

5）找出换热器平均总传热系数(考虑与温度有关的传热系数和热容)

$$\frac{1}{\widetilde{U}A}=\frac{1}{6}\frac{1}{U_{\mathrm{I}}A}+\frac{2}{3}\frac{1}{U_{\frac{1}{2}}^*A}+\frac{1}{6}\frac{1}{U_{\mathrm{II}}A} \tag{4.50}$$

6）最后，考虑了层流入口长度效应的平均传热系数 $\overline{\overline{U}}$ 可以由下式求得

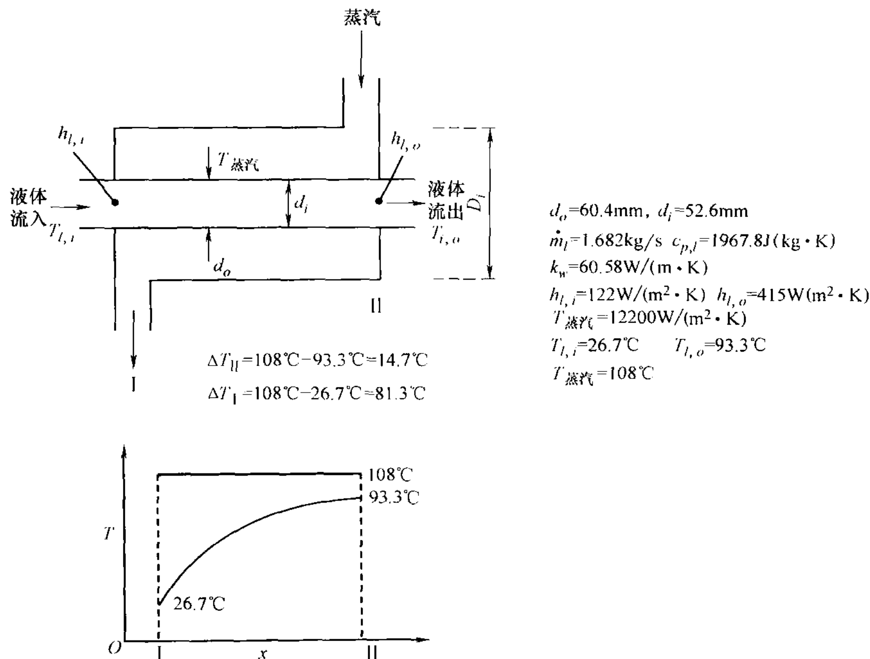
$$\overline{\overline{U}}A = \widetilde{U}A\kappa \tag{4.51}$$

其中，图4.4和表4.3中给出的入口长度效应系数 $\kappa \leqslant 1$。

例4.2 有一台汽—液两相流换热器，其液体侧的热阻是可调节的(Controlling Thermal Resistance)。我们假定在整个换热过程中，蒸汽的温度保持常数($T_{steam}=108℃$)，而液体的温度从26.7℃变化到93.3℃。蒸汽侧的传热系数在整个传热表面上是均匀的且保持常数[12200W/(m^2·K)]，而液体侧的传热系数线性从122W/(m^2·K)(冷端)变化到415W/(m^2·K)(热端)。利用下面所提供的数据来确定换热器的传热面积。液体的质量流速为1.682kg/s；液体的质量定压热容为1967.8J/(kg·K)；该换热器为套管式换热器，其内管内径为52.6mm，外径为60.4mm；管材的热导率为60.58W/(m·K)。假设没有污垢的影响。

求解：

问题数据和简述：套管式换热器的数据如图例4.2所示。



图例4.2 套管式换热器

确定：换热器的传热面积。

假设：除了液体侧可变的传热系数外，所有的假设条件与3.2.1中一致。并且假定入口长度效应对 U 没有影响。要想应用传统的设计方法(也就是平均温差法，见3.7)，必须定义总传热系数的平均值(见4.2.3.1)。

分析：传热表面积可以由下面的方程计算。

$$A=\frac{q}{\overline{\overline{U}}\Delta T_{lm}}$$

其中，$\overline{\overline{U}}=\widetilde{U}$ 表示由式(4.50)定义的平均传热系数。由冷流体(液体)的焓值的变化可以计算出换热量为

$$q=\dot{m}c_p\Delta T_{liquid}=1.682\text{kg/s}\times1967.8\text{J/(kg}\cdot\text{K)}\times(93.3-26.7)^\circ\text{C}$$
$$=220435\text{W}=220.4\text{kW}$$

对数平均温差[见式(3.173)]为

$$\Delta T_{lm}=\frac{\Delta T_{\mathrm{I}}-\Delta T_{\mathrm{II}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\mathrm{I}}}{\Delta T_{\mathrm{II}}}\right)}=\frac{81.3^\circ\text{C}-14.7^\circ\text{C}}{\ln\frac{81.3^\circ\text{C}}{14.7^\circ\text{C}}}=38.9^\circ\text{C}$$

其中，

$$\Delta T_{\mathrm{I}}=108^\circ\text{C}-26.7^\circ\text{C}=81.3^\circ\text{C}\quad \Delta T_{\mathrm{II}}=108^\circ\text{C}-93.3^\circ\text{C}=14.7^\circ\text{C}$$

下角标 I 和 II 分别对应液体的冷端和热端的终点。现在我们用这些给定的信息来计算 U_{I} 和 U_{II}(见 4.2.3.1 中的第一步)。

$$\frac{1}{U_{\mathrm{I}}}=\frac{1}{h_{steam}\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}+\frac{d_i\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w}+\frac{1}{h_{liquid,i}}$$

$$=\frac{1}{12200\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}\left(\frac{60.4\text{mm}}{52.6\text{mm}}\right)}+\frac{(52.6\times10^{-3}\text{m})\ln\left(\frac{60.4\text{mm}}{52.6\text{mm}}\right)}{2\times60.58\text{W/(m}\cdot\text{K)}}+\frac{1}{122\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}$$

$$=(0.7138+0.6003+81.9672)\times10^{-4}\text{m}^2\cdot\text{K/W}=83.2813\text{m}^2\cdot\text{K/W}$$

因此，

$$U_{\mathrm{I}}=120.1\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

类似地，我们将 122W/(m^2·K)和 415W/(m^2·K)代入上面的等式中就可以得到 $U_{\mathrm{II}}=393.6\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$。用式(4.42)可以求出参考温度 $T_{liquid,1/2}$下的局部总传热系数的大小，提醒一下，当流体的比热容为常数时同样形式的方程式可以用焓和温度的大小表示。

$$T_{liquid,\frac{1}{2}}=T_{liquid,\mathrm{II}}+(T_{liquid,\mathrm{I}}-T_{liquid,\mathrm{II}})\frac{\Delta T^*_{\frac{1}{2}}-\Delta T_{\mathrm{II}}}{\Delta T_{\mathrm{I}}-\Delta T_{\mathrm{II}}}$$

这里有

$$\Delta T^*_{\frac{1}{2}}=(\Delta T_{\mathrm{I}}\Delta T_{\mathrm{II}})^{\frac{1}{2}}=(81.3^\circ\text{C}\times14.7^\circ\text{C})^{\frac{1}{2}}=34.6^\circ\text{C}$$

因此，

$$T_{liquid,1/2}=93.3℃+(26.7℃-93.3℃)\frac{34.6℃-14.7℃}{81.3℃-14.7℃}=73.4℃$$

$$\Delta T_{\frac{1}{2}}=T_{steam}-T_{liquid,1/2}=108℃-73.4℃=34.6℃$$

已经指出，液体侧的传热系数随温度呈线性变化，温度从26.7℃升高到93.3℃，传热系数从122W/(m^2·K)线性升高到415W/(m^2·K)。因此，用线性内插法可以求得73.4℃时的$h_{liquid,1/2}$为

$$h_{liquid,1/2}=122W/(m^2\cdot K)+\frac{(455-122)W/(m^2\cdot K)}{(93.3-26.7)℃}\times(73.4-26.7)℃=327.5W/(m^2\cdot K)$$

现在，将$1/U_{\rm I}$方程中最后一项的122W/(m^2·K)换成327.5W/(m^2·K)，我们得到

$$U_{\frac{1}{2}}=314.0W/(m^2\cdot K)$$

用式(4.49)计算第三点的总传热系数为

$$U^*_{\frac{1}{2}}=U_{\frac{1}{2}}\frac{\Delta T_{\frac{1}{2}}}{\Delta T^*_{\frac{1}{2}}}=314.0W/(m^2\cdot K)\left(\frac{34.6℃}{34.6℃}\right)=314.0W/(m^2\cdot K)$$

最后，用式(4.50)来计算在第三点换热器的平均总传热系数为

$$\frac{1}{\tilde{U}}=\frac{1}{6}\left(\frac{1}{120.1W/(m^2\cdot K)}\right)+\frac{2}{3}\left(\frac{1}{314.0W/(m^2\cdot K)}\right)+\frac{1}{6}\left(\frac{1}{393.6W/(m^2\cdot K)}\right)$$
$$=3.934\times10^{-3}m^2\cdot K/W$$

由于对于液体的热入口长度可以忽略不计，对于蒸汽冷凝的情况，其影响为零，$\kappa=0$。所以有

$$\tilde{U}=\overline{\overline{U}}=254.2W/(m^2\cdot K)$$

该换热器的传热面积为

$$A=\frac{q}{\overline{\overline{U}}\Delta T_{lm}}=\frac{220435W}{254.2W/(m^2\cdot K)\times38.9K}=22.29m^2$$

讨论和注释：这个简单的例题告诉我们如何确定逆流式换热器的$\overline{\overline{U}}$和传热面积。对于流体单相换热的其他类型的换热器，比4.2.3.1中概要的介绍需要更多的步骤。如果用终点的局部传热系数的算术平均值$\left[即\ \tilde{U}=\frac{1}{2}(U_{\rm I}+U_{\rm II})\right]$来计算换热器的总的平均传热系数，这样所计算出来的传热面积要比上面例题中的方法所计算出的传热面积小1%。需要注意的是，液体侧的局部传热系数是呈线性变化的。一般情况下，传热系数的变化不是线性的，而且，用不同的方法计算出的平均总传热系数会有很大的不同(Shah 和 Sekulić,1998)。在这种情况下，数值计算方法是比较可靠的。

4.2.3.2 数值分析法

在前面的章节中，给出了如何确定温度效应、入口长度效应或者二者同时存在时所引起的换热器 U 的变化的方法。正如以前涉及的，还有其他一些因素也能引起 U 的变化。另外，还有一些因素干扰建立在 ε—NTU、P—NTU 和平均温差法基础上的假设条件（见 3.2.1）。例如，在入口处流体的速度和温度场不均匀，以及流体特性的剧烈变化等。所有这些影响因素都可以用数值分析法来考虑。

为了阐述这个原理，考虑有一台非混合单程交叉流式换热器。将这台换热器划分成 $m \times n$ 个部分，如图 4.6 所示，热流体通道划分为 m 块，冷流体通道划分为 n 块。每个部分的尺寸足够小到可以满足在每个部分中流体的特性以及其他一些可变参数都可以看作常数。流体在每个片段出口处的温度可以如图 4.6 所示。对于未混合—未混合的情况，表 11.2 中列出了这个问题的能量守恒和速度方程。对于 (j,k) 单元，一系列的模型方程可以用有限差分公式表示如下。

$$\frac{\theta_{h,j,k} - \theta_{h,j-1,k}}{\Delta\chi^*} = -\left(\frac{\theta_{h,j,k} + \theta_{h,j-1,k}}{2} - \frac{\theta_{c,j,k} + \theta_{c,j,k-1}}{2}\right) NTU_{h,j,k} \tag{4.52}$$

$$\frac{\theta_{c,j,k} - \theta_{c,j,k-1}}{\Delta\zeta^*} = +\left(\frac{\theta_{h,j,k} + \theta_{h,j-1,k}}{2} - \frac{\theta_{c,j,k} + \theta_{c,j,k-1}}{2}\right) NTU_{c,j,k} \tag{4.53}$$

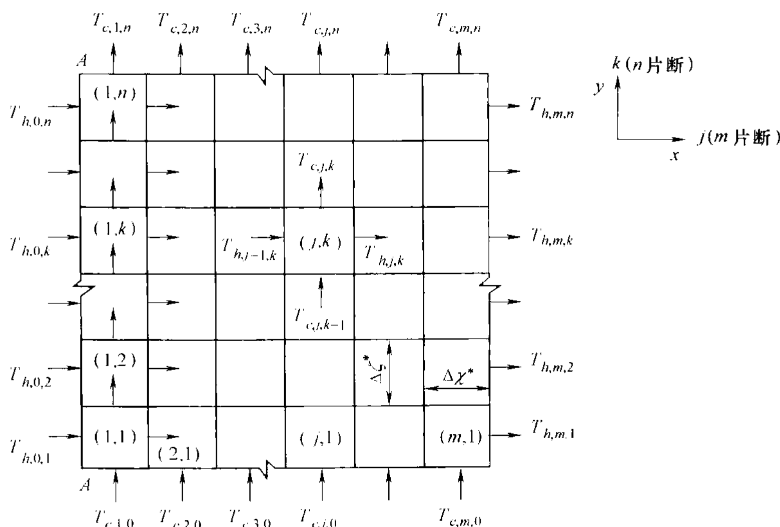


图 4.6 未混合—混合交叉流式换热器的数值模拟

边界条件为

$$\theta_{h,0,k} = 1 \quad \theta_{c,j,0} = 0 \tag{4.54}$$

其中，$\chi^{*}=x/L_{1}$，$\zeta^{*}=(y/L_{2})C^{*}$。式(4.52)和式(4.53)中有两个未知量(两个出口温度)，如果流体在单元入口处的温度已知，那么可以直接得到解。在式(4.52)和式(4.53)中要求的 NTU 是基于单个局部单元的总传热系数 U，并且考虑了局部单元的所有影响因素而估算出来的，例如流体特性的变化以及流体分布不均等因素。在横向上流体分布不均使每个单元的 $\Delta\dot{m}$ 值是不相同的。例如，每一个单元的入口处的 $\Delta\dot{m}_{h}$ 与第一个单元是不同的(如图4.6中 AA 线的左侧所示)。通常，我们假定 $\Delta\dot{m}_{h}$ 在指定的列中始终保持一致。如果入口温度是不均匀的，式(4.54)的边界条件就要作相应的变化。一旦每一侧流体的局部速度和温度分布确定了，单个的传热系数就可以用恰当的关系式计算出来，进而求得每一个单元的 UA 和局部 NTU。

对于这种特殊的换热器，因为它描述了明显匹配的分析过程，所以分析过程也很直截了当。已知单元(1,1)的两个入口温度，可以计算出两个出口温度。进行初步计算时，用流体的入口温度来计算流体的物性参数。如果是合理的，那么下一迭代的每一流体侧的物性参数可以用前一次迭代所计算出的平均温度来求得。一旦完成单元(1,1)的分析后，由于微元(1,2)中流体的入口温度($T_{h,0,2}$ 和 $T_{c,1,1}$)已知，就可以按照同样的办法对微元(1,2)进行分析。用这个方法连续对栏1进行分析。这时，热流体在第二“栏”的入口处的温度以及冷流体在第一“栏”出口处的温度是已知的。这样连续分析到最后一栏，最终就能得到热流体和冷流体全部的出口温度。

前面的例题很简单，而且没有作任何迭代计算。如果开始做分析时有一种流体的温度是未知的，那么在这个问题的数值分析过程中将会出现迭代计算，而且迭代过程有可能很复杂，依赖于换热器的配置，需要求助于更多的数值计算方法。特别是对于管壳式换热器，其中安装的折流板不仅会使流道的几何形状变得更加复杂，而且会在换热器中产生泄漏和旁通流(见4.4.1节)。在这种情况下，评估泄漏和旁通流以及它们对传热过程造成的影响的模型需要与先进的数值计算方法相结合。

4.3　扩展表面换热器的附加考虑因素

扩展表面和翅片一般用来增加传热表面积，由此来增大总的换热量。在翅片的截面内存在热传导，而在翅片的表面上则存在对流传热。因此，如果翅片的温度高于周围流体的温度(T_{∞})，那么翅片表面的温度要低于基体(主表面)的温度 T_{o}。这样就造成了翅片与对流换热流体之间的局部或平均温差的减小，并且翅片所传递的热量要小于其处于基体温度时的热量。类似地，如果热量是由周围流体向翅片传递，则翅片表面的温度要高于基体温度，这样就会降低通过翅片内部的

温差和传热。图4.13中表示出了典型的冷却与加热翅片的温度场。对于扩展表面，可以用翅片效率 η_f 和扩展表面效率 η_o 来考虑温差的减小。一旦估算出合适的 η_f 或 η_o，就可以用式(3.24)来计算热阻。在3.2节和4.2节中给出了对直接传递(Direct-Transfer)型换热器的传热分析，其可以用于扩展表面换热器。

首先，我们得到一个翅片内的温度场，还有通过一个一端被加热或冷却，并且沿它的表面对流冷却或加热的翅片所表现出来的传热过程。

然后，我们要导出一个翅片效率的表达式。下面的分析对于翅片加热或冷却场合都是有效的。

4.3.1 薄壁翅片的分析

4.3.1.1 热力循环和微分方程

如图4.7所示，有一个薄壁翅片，其厚度 δ 是可变的。在 x 方向上的热传导长度(翅高)为 l，其表面对流周长为 $P(x)=2[L_f+\delta(x)]$，在任意截面 x 上导热横截面积为 $A_k(x)=\delta(x)L_f$。注意，在整个本节的介绍中，$A_k(x)$ 表示翅的导热横断面积，而且 A_f(翅的传热表面积)和 P 都是 x 的函数(即当 x 沿翅长度 l 方向上变化)，但是，当换热器中所用到的翅片为直翅时，A_f 和 P 都是常数，则有 $A_f=Pl$。如果满足 $\delta(x)\ll l\ll L_f$，则该翅片可以看作薄壁翅片。我们对以后的分析做如下的假设。

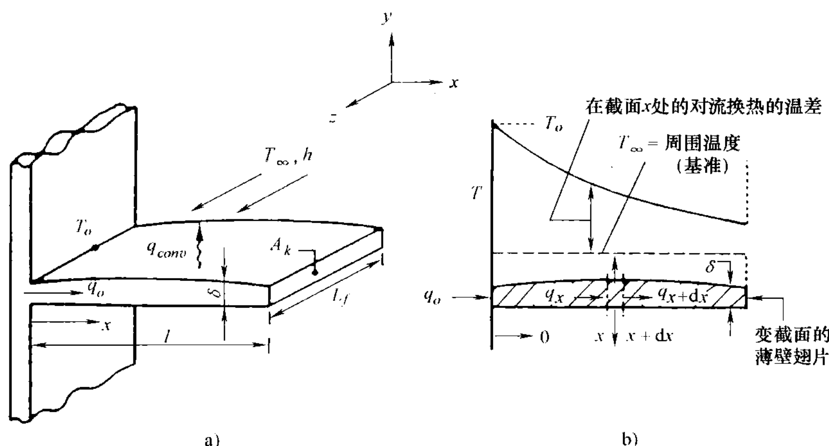


图4.7 变截面的薄壁翅片

a) 薄壁翅片示意图 b) 薄壁翅片温度分布

1) 在翅片中只存在一维导热(也就是薄壁翅片)，因此温度 T 仅是 x 的函数，在 y、z 方向以及截面 A_k 上都不会有太大的变化。但是，通常情况下 A_k 是与 x 有关的函数。

2）通过翅的热流是稳态的，这样在任意截面上的温度 T 都不随时间变化。

3）在翅的内部没有热源或热沉存在。

4）翅的热辐射忽略掉。

5）翅材料的热导率一致且为常数。

6）在翅的表面上，传热系数 h 是一致的(除了翅的顶端)并且不随时间变化。

7）周围流体的温度 T_∞ 保持恒定。

8）翅片与翅基之间的热阻忽略不计。

虽然在翅的截面上存在二维导热，但在大量换热器应用中这种影响是很小的。在4.3.2.2的后半部分，我们讨论不满足假设条件中的第5)条至第8)条中的情况下是怎样的。

图4.8所示为图4.7b中 x 到 $x+\mathrm{d}x$ 典型单元的能量守恒方程。热量在 x 传入单元。一部分热量从 $x+\mathrm{d}x$ 截面离开，其余的热量对流通过单元的表面 $\mathrm{d}A_f=P\mathrm{d}x$ 而离开。全宽度长度为 $\mathrm{d}x$ 的单元能量守恒方程为

$$q_x-q_{x+\mathrm{d}x}-\mathrm{d}q_{conv}=0 \tag{4.55}$$

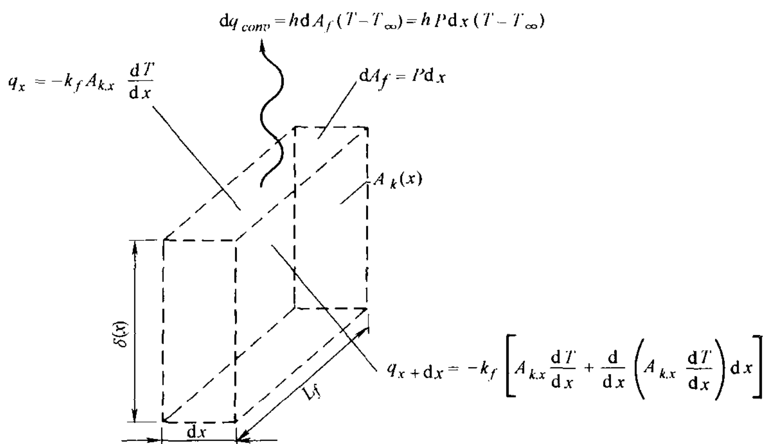


图4.8　翅片微元的能量分布

对不同单元来说，通过翅的与传导有关的两个导热量方程和一个与周围对流的换热量方程分别为

$$q_x=-k_fA_{k,x}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x} \tag{4.56}$$

$$q_{x+\mathrm{d}x}=-k_f\left[A_{k,x}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}+\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(A_{k,x}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)\mathrm{d}x\right] \tag{4.57}$$

$$\mathrm{d}q_{conv}=h\mathrm{d}A_f(T-T_\infty)=h(P\mathrm{d}x)(T-T_\infty) \tag{4.58}$$

将上述方程代入式(4.55)并化简得

$$k_f\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(A_{k,x}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)\mathrm{d}x=h(P\mathrm{d}x)(T-T_\infty) \tag{4.59}$$

进行必要的微分并重新配列结果有

$$\frac{\mathrm{d}^2T}{\mathrm{d}x^2}+\frac{1}{A_{k,x}}\frac{\mathrm{d}A_{k,x}}{\mathrm{d}x}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}-\frac{hP}{k_fA_{k,x}}(T-T_\infty)=0 \tag{4.60}$$

或者为

$$\frac{\mathrm{d}^2T}{\mathrm{d}x^2}+\frac{\mathrm{d}(\ln A_{k,x})}{\mathrm{d}x}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}-m^2(T-T_\infty)=0 \tag{4.61}$$

其中

$$m^2=\frac{hP}{k_fA_{k,x}} \tag{4.62}$$

对于可变截面，P 和 A_k 都是 x 的函数。注意，m 存在逆向长度单位。为了进一步简化，定义一个新的从属变量叫过余温度，它为

$$\theta(x)=T(x)-T_\infty \tag{4.63}$$

假设周围环境温度 T_∞ 为常数，那么 $\mathrm{d}\theta/\mathrm{d}x=\mathrm{d}T/\mathrm{d}x$，则式(4.61)变为

$$\frac{\mathrm{d}^2\theta}{\mathrm{d}x^2}+\frac{\mathrm{d}(\ln A_{k,x})}{\mathrm{d}x}\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}-m^2\theta=0 \tag{4.64}$$

这个具有非常数系数的二阶线性常微分方程对于任何变截面薄壁翅片都是有效的。一旦指定了翅的几何尺寸和边界条件，就能得到温度场，进而可以求得翅片内的换热量，这些将在后面的章节中进行讨论。

4.3.1.2 具有固定矩形截面的直薄壁翅片

我们来推导图4.9中的厚度为 δ，截面积为 A_k 的直翅的式(4.64)特解。在 P

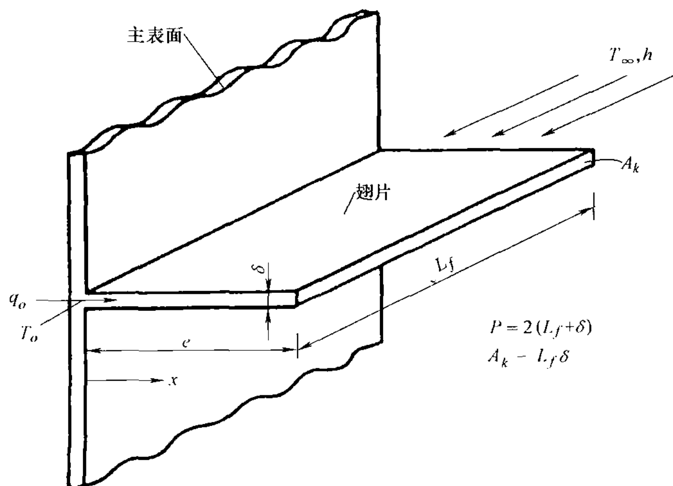


图4.9 厚度 δ 均匀的直薄壁翅片

和 A_k 的值可以准确估算的时候，这种解对于环翅也是有效的。对于图 4.9 中所示的直翅，当 $L_f \gg \delta$ 时有

$$m^2 = \frac{2h(L_f+\delta)}{k_f L_f \delta} \approx \frac{2h}{k_f \delta} \tag{4.65}$$

由于 $A_{k,x}$ 为常数，$\mathrm{d}(\ln A_{k,x})/\mathrm{d}x = 0$，$m^2$ 为常数。则式(4.64)化简为

$$\frac{\mathrm{d}^2\theta}{\mathrm{d}x^2} - m^2\theta = 0 \tag{4.66}$$

这是一个二阶线性常微分方程。这个方程的通解为

$$\theta = C_1 \mathrm{e}^{-mx} + C_2 \mathrm{e}^{mx} \tag{4.67}$$

其中 C_1 和 C_2 为积分常数，通过下面所讨论的边界条件来确定。

（1）边界条件。对于二阶常微分方程[也就是式(4.66)]，我们需要用两个边界条件来确定积分常数 C_1 和 C_2。翅基处的边界条件为：$x=0$，$T=T_0$。因此，

$$\theta(0) = T_0 - T_\infty = \theta_0 \tag{4.68}$$

在翅端($x=l$)，存在 5 个可能的边界条件，如图 4.10 所示。

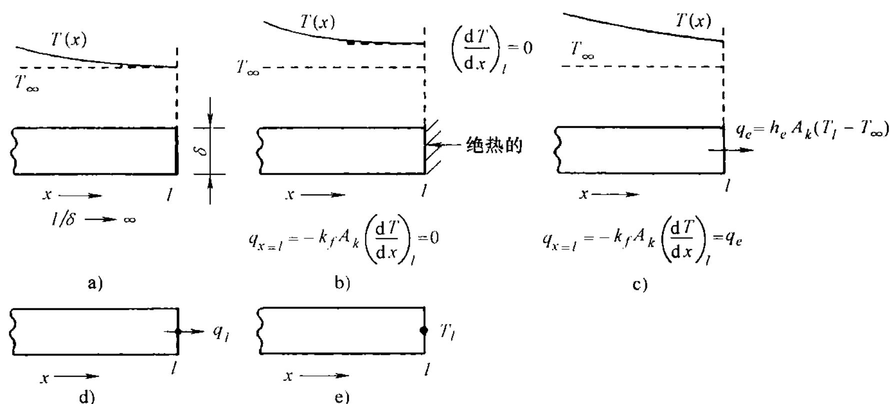


图 4.10　薄壁翅片问题在 $x=l$ 初的五种边界条件

a) 长薄壁翅片　b) 端部绝热薄壁翅片　c) 端部对流薄壁翅片

d) 端部有限热流失　e) 端部定壁温

1) 长薄壁翅片。如图 4.10a 所示，翅长远远大于翅的厚度($l/\delta \to \infty$)，则在 $x=l \to \infty$ 处，有 $T \approx T_\infty$。因此

$$\theta(\infty) = 0 \tag{4.69}$$

2) 有绝热端的薄壁翅片。如图 4.10b 所示，翅顶端绝热，因此通过翅顶端的换热量为零。所以

$$q_l = q\big|_{x=l} = -k_f A_k \left(\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)_{x=l} = -k_f A_k \left(\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}\right)_{x=l} = 0 \tag{4.70}$$

或

$$\left(\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}\right)_{x=l}=0 \tag{4.71}$$

3）顶端具有对流传热边界的薄壁翅片。如图 4.10c 所示，在翅的顶端具有有限的对流传热。因此

$$q_l=-k_fA_k\left(\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)_{x=l}=h_eA_k(T_l-T_\infty) \tag{4.72}$$

或者用 θ 来表示

$$\left(\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}\right)_{x=l}=\frac{h_e}{k_f}\theta_l \tag{4.73}$$

在这里我们明确说明，翅顶端的表面传热系数 h_e 与翅表面的表面传热系数 h 是不同的。但是，在大量实际应用中 h_e 的值是未知的，故通常将 h_e 与 h 看为是相等的。

4）顶端存在有限导热的薄壁翅片。如图 4.10d 所示，由于有限的热传递可以通过导热的形式传递到邻近的基表面(图中未表示出)，因此，这部分很有限的热传递可以用 q_l 来表示。

$$-k_fA_k\left(\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)_{x=l}=q_l \tag{4.74}$$

或者

$$\left(\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}\right)_{x=l}=-\frac{q_l}{k_fA_k} \tag{4.75}$$

5）顶端定温的薄壁翅片。如图 4.10e 所示，翅片不是太长，而且在端部指定温度 T_l 为常数。因此

$$\theta_l=\theta\mid_{x=l}=T_l-T_\infty \tag{4.76}$$

在表 4.4 中将所有这些边界条件作了归纳。在图 4.10 中，表示出了翅片内靠近端部区域处的满足前三个边界条件的温度场。这三个温度场的一般趋势是，当翅对流换热到周围环境($T>T_\infty$)时，翅片内的温度梯度随 x 的增大是逐渐减小的。这是由于翅表面存在对流换热，随着 x 的增大，传导可利用的热减少而造成的。如果翅片被周围环境加热，就可以得到相反的效果。在后面的介绍中我们将分别用式(4.104)和图 4.11 来讨论图 4.10d 和 4.10e 所示的最后两种情况。

(2) 肋的总换热量。在应用前面章节的边界条件后，可以用式(4.67)得出翅片内部温度场。一旦确定了翅片内部的温度场，就可以通过计算翅表面的对流传热来得到总的对流换热量。

图 4.8 中 dx 微分单元的对流换热量 $\mathrm{d}q_{conv}$ 为

$$\mathrm{d}q_{conv}=hP\mathrm{d}x(T-T_\infty)=hP\mathrm{d}x\theta \tag{4.77}$$

表4.4 矩形薄壁翅片的边界条件、温度分布以及换热量

序号	$x=l$ 的边界条件	翅面内部温度分布	$x=0$ 和 $x=l$ 的传热量、$x=l$ 的温度和翅片效率的表达式
1	$\theta=0$	$\dfrac{\theta}{\theta_0}=e^{-mx}$	$q_0=q_{conv}=\dfrac{hP}{m}\theta_0=k_fA_km\theta_0$ $q_l=0\quad \theta_l=0\quad \eta_f=\dfrac{1}{ml}$
2	$\dfrac{d\theta}{dx}=0$	$\dfrac{\theta}{\theta_0}=\dfrac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml}$	$q_0=\dfrac{hP}{m}\theta_0\tanh ml=\dfrac{hP}{m}\theta_0\dfrac{\cosh(2ml)-1}{\sinh(2ml)}$ $q_l=0\quad \dfrac{\theta_l}{\theta_0}=\dfrac{1}{\cosh ml}\quad \eta_f=\dfrac{\tanh ml}{ml}$
3	$\dfrac{d\theta}{dx}=\dfrac{h_c}{k_f}\theta_l$	$\dfrac{\theta}{\theta_0}=\dfrac{\cosh m(l-x)+B\sinh m(l-x)}{\cosh ml+B\sinh ml}$ 其中 $B=\dfrac{h_c}{mk_f}$	$q_0=\dfrac{hP}{m}\theta_0\dfrac{\sinh ml+B\cosh ml}{\cosh ml+B\sinh ml}$ $q_l=h_cA_k\theta_0\dfrac{1}{\cosh ml+B\sinh ml}$ $\dfrac{\theta}{\theta_0}=\dfrac{1}{\cosh ml+B\sinh ml}$ $\eta_f=\dfrac{\tanh ml+B}{(B+ml)(1+B\tanh ml)}$
4	$\dfrac{d\theta}{dx}=-\dfrac{q_l}{k_fA_k}$	$\dfrac{\theta}{\theta_0}=\dfrac{\cosh m(l-x)-(q_lm/hP\theta_0)\sinh mx}{\cosh ml}$	$q_0=\dfrac{hP}{m}\theta_0\tanh ml+q_l$ $\dfrac{\theta_l}{\theta_0}=\dfrac{1-(q_lm/hP\theta_0)\sinh ml}{\cosh ml}$
5	$\theta=\theta_l$	$\dfrac{\theta}{\theta_0}=\dfrac{\sinh m(l-x)+(\theta_l/\theta_0)\sinh mx}{\sinh ml}$	$q_0=\dfrac{hP}{m}\theta_0\dfrac{\cosh ml-(\theta_l/\theta_0)}{\sinh ml}$ $q_l=\dfrac{hP}{m}\theta_0\dfrac{(\theta_l/\theta_0)\cosh ml-1}{\sinh ml}$ $=\dfrac{hP}{m}\theta_0\dfrac{\cosh ml-(\theta_0/\theta_l)}{\sinh ml}$

因此，我们就可以通过将这个方程从 $x=0$ 到 $x=l$ 积分，排除翅端的热交换(以后考虑)，来求得等截面翅的总对流换热量 q_{conv}。

$$q_{conv}=hP\int_0^l\theta dx \tag{4.78}$$

通过翅基的换热量为

$$q_0 = -k_f A_k \left(\frac{dT}{dx}\right)_{x=0} = -k_f A_k \left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=0} \tag{4.79}$$

其中$(d\theta/dx)_{x=0}$是在详细的温度场，通过在$x=0$点计算温度梯度$(d\theta/dx)$而得到的。在翅端部翅与周围的换热量必须等于在$x=l$处通过翅的换热量，见下式。

$$q_l = -k_f A_k \left(\frac{dT}{dx}\right)_{x=l} = -k_f A_k \left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=l} \tag{4.80}$$

由翅的能量守恒方程得

$$q_{conv} = q_0 - q_l \tag{4.81}$$

在此之前，我们认为$T_0 > T_\infty$，因此，q_0是由翅基导入翅片的热量(也就是在x轴的正方向上)，而q_l为从翅片散失的热量(在x轴的负方向上)。由图4.10a和图4.10b的边界条件，$q_l=0$。因此

$$q_{conv} = q_0 \tag{4.82}$$

这时可以用在翅长方向上对温度分布进行积分[式(4.78)]或者将温度分布进行微分再计算翅基处的导数[式(4.79)]求得翅的换热量。

由式(4.81)以及图4.10c中的边界条件得

$$q_0 = q_{conv} + q_e \tag{4.83}$$

如果q_e为翅端的对流传热，q_0则代表包括端部的翅片表面总的换热量。

对于图4.10d和图4.10e所示的边界条件，q_l可以为正、零或负，需要用式(4.81)来确定q_{conv}。

现在我们来推导上述5种边界条件下的详细温度场。

1）长薄壁翅片($l/\delta \to \infty$)。将式(4.68)和式(4.69)的边界条件代入式(4.67)的通解，我们可以得到

$$C_1 + C_2 = \theta_0 \tag{4.84}$$

$$C_1 \times 0 + C_2 \times \infty = 0 \tag{4.85}$$

只有在$C_2=0$的情况下式(4.85)才成立，由式(4.84)得，$C_1=\theta_0$。因此，式(4.67)的特征解为

$$C_1 = \theta_0 \quad C_2 = 0 \tag{4.86}$$

有

$$\frac{\theta}{\theta_0} = e^{-mx} \tag{4.87}$$

如前所述，我们可以将这个温度场用式(4.78)积分或者先将其微分再用式(4.79)来求得翅片的总换热量。

$$q_0 = q_{conv} = \frac{hP}{m}\theta_0 = k_f A_k m \theta_0 \tag{4.88}$$

其中，$m^2 = hP/k_f A_k$。对于这种情况有

$$\theta_l = 0 \quad q_l = 0 \tag{4.89}$$

2）顶端绝热的薄壁翅片。将边界条件式(4.68)和式(4.71)代入式(4.67)的通解，我们可以得到

$$C_1 + C_2 = \theta_0 \tag{4.90}$$

$$-mC_1 e^{-ml} + mC_2 e^{ml} = 0 \tag{4.91}$$

求出 C_1 和 C_2 并将它们代入式(4.67)化简后得

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml} \tag{4.92}$$

由式(4.79)得

$$q_0 = \frac{hP}{m}\theta_0 \tanh ml \tag{4.93}$$

对于这种情况有

$$\frac{\theta_l}{\theta_0} = \frac{1}{\cosh ml} \quad q_l = 0 \tag{4.94}$$

3）顶端具有对流传热边界的薄壁翅片。式(4.68)和式(4.73)给出了这种情况下的边界条件。将它们带入式(4.67)的通解得

$$C_1 + C_2 = \theta_0 \tag{4.95}$$

$$-mC_1 e^{-ml} + mC_2 e^{ml} = -\frac{h_e}{k_f}\theta_l \tag{4.96}$$

从这些方程求出 C_1 和 C_2 并将它们代入式(4.67)，经过一系列代数运算后得

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{\cosh m(l-x) + B\sinh m(l-x)}{\cosh ml + B\sinh ml} \tag{4.97}$$

由式(4.97)得到 $d\theta/dx$ 后，我们可以分别由式(4.79)和式(4.80)来求得 q_0 和 q_l，即

$$q_0 = \frac{hP}{m}\theta_0 \frac{\sinh ml + B\cosh ml}{\cosh ml + B\sinh ml} \tag{4.98}$$

$$q_l = h_e A_k \theta_0 \frac{1}{\cosh ml + B\sinh ml} \tag{4.99}$$

在 $x = l$ 处，由式(4.97)得

$$\frac{\theta_l}{\theta_0} = \frac{1}{\cosh ml + B\sinh ml} \tag{4.100}$$

其中有

$$B = \frac{h_e}{mk_f} = \frac{2}{m\delta}Bi^* = \frac{\alpha_f^*}{ml}Bi^* \quad Bi^* = \frac{h_e\delta}{2k_f} \quad \alpha_f^* = \frac{2l}{\delta} \tag{4.101}$$

这里的 Bi^* 是翅端的毕沃数，它是翅内部的传导热阻 $\{1/[k_f/(\delta/2)]\}$ 与翅端的对流热阻 $(1/h_e)$ 的比值。α_f^* 为翅的展弦比。

4）顶端存在有限导热的薄壁翅片。将边界条件式(4.68)和式(4.75)代入式

(4.67)的通解，我们可以得到

$$C_1 + C_2 = \theta_0 \tag{4.102}$$

$$-mC_1 e^{-ml} + mC_2 e^{ml} = -\frac{q_l}{k_f A_k} \tag{4.103}$$

求出 C_1 和 C_2 并将它们代入式(4.67)，经过一系列代数运算后得

$$\frac{\theta_l}{\theta_0} = \frac{\cosh m(l-x) - \left(\dfrac{q_l m}{hP\theta_0}\right)\sinh mx}{\cosh ml} \tag{4.104}$$

由式(4.79)得

$$q_0 = \frac{hP}{m}\theta_0 \tanh ml + q_l \tag{4.105}$$

在 $x=l$ 处，由式(4.80)得

$$\frac{\theta_l}{\theta_0} = \frac{1 - \left(\dfrac{q_l m}{hP\theta_0}\right)\sinh mx}{\cosh ml} \tag{4.106}$$

5）顶端定壁温的薄壁翅片。将边界条件式(4.68)和式(4.76)代入式(4.67)的通解，我们可以得到

$$C_1 + C_2 = \theta_0 \tag{4.107}$$

$$C_1 e^{-ml} + C_2 e^{ml} = \theta_l \tag{4.108}$$

求出 C_1 和 C_2 并将它们代入式(4.67)，经过一系列代数运算后得

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{\sinh m(l-x) + (\theta_l/\theta_0)\sinh mx}{\sinh ml} \tag{4.109}$$

随后，由式(4.79)和式(4.80)分别求得在 $x=0$ 和 $x=l$ 处的换热量为

$$q_0 = \frac{hP}{m}\theta_0 \frac{\cosh ml - (\theta_l/\theta_0)}{\sinh ml} \tag{4.110}$$

$$q_l = \frac{hP}{m}\theta_0 \frac{1 - (\theta_l/\theta_0)\cosh ml}{\sinh ml} = \frac{hP}{m}\theta_1 \frac{(\theta_0/\theta_l) - \cosh ml}{\sinh ml} \tag{4.111}$$

T_l 的大小取决于 T_0 和 T_∞，如图4.11所示。当 $T_l < T_0$ 时，翅片内可能存在4种温度场(如果 $T_l > T_0$，我们将 l 和0的符号改变，就得到 $T_l < T_0$)。翅的轴向传热量为零的位置由翅片中的温度梯度 $(d\theta/dx)=0$ 处决定。由式(4.109)求得 $d\theta/dx$ 后，将其看为零并化简得

$$e^{2mX} = \frac{e^{ml} - (\theta_l/\theta_0)}{(\theta_l/\theta_0) - e^{-ml}} \tag{4.112}$$

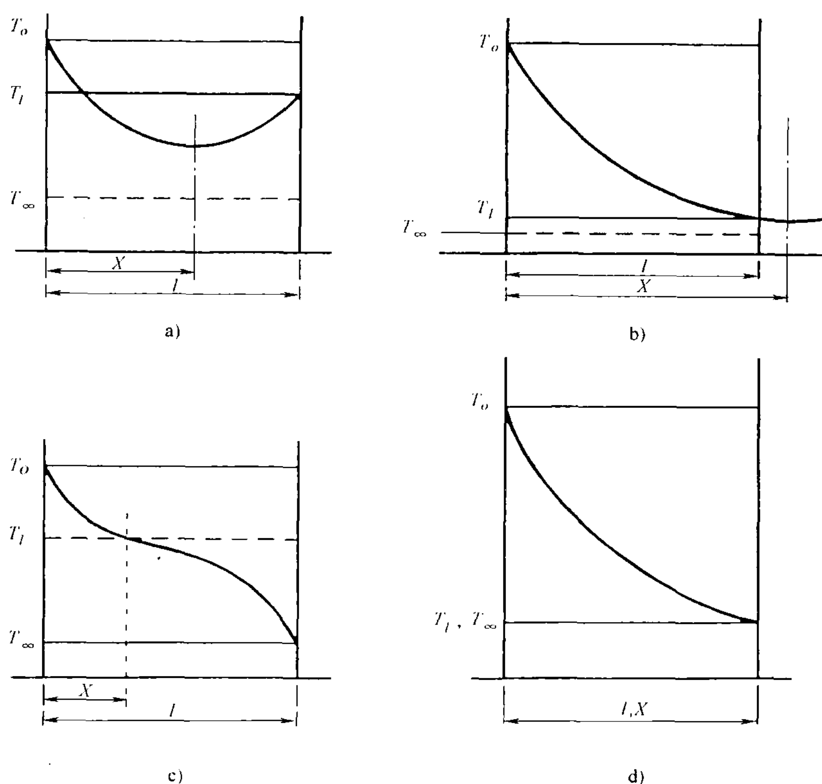


图4.11　当图4.10e所示的翅片的两端都为定壁温时薄壁翅片内的温度分布(摘自 Prasad,1996)

a) $T_o > T_l > T_\infty$　b) $T_o > T_l > T_\infty$

c) $T_o > T_\infty > T_l$　d) $T_o > T_l = T_\infty$

其中，X 表示翅片中的温度梯度变为零时的 x 的值，而且，图4.11表示出了在4种可能的温度场下的这个位置(Prasad,1996)。如果 $\theta_l=\theta_0$，那么 $X=l/2$，这就是我们前面讨论到的翅端绝热的理想情况。由式(4.112)我们找出零热流量的位置 X 为

$$X<l \quad 当\frac{\theta_l}{\theta_0}>\frac{1}{\cosh ml}时 \tag{4.113}$$

$$X=l \quad 当\frac{\theta_l}{\theta_0}=\frac{1}{\cosh ml}时 \tag{4.114}$$

$$X>l \quad 当\frac{\theta_l}{\theta_0}<\frac{1}{\cosh ml}时 \tag{4.115}$$

式(4.114)和式(4.115)分别对应于图4.11d和图4.11b的温度场。由式(4.112)可以找出对应于图4.11a和图4.11c的零热流量的 X 的位置，并且，X 取决于给

定的 θ_l/θ_0 的值。注意，图4.11中所示的4种情况均满足 $\theta_l/\theta_0<1$。

前面所述的各种边界条件的温度场的解，连同 q_0、q_l 和 θ_l 的表达式都总结在表4.4中。

4.3.1.3 厚度均匀的环薄壁翅片

下面我们来推导另外一种重要的翅片的温度分布，这种翅片与前面所讲到的翅片的几何形状不同——环形翅，也指圆片翅(Disk Fin)、径向翅(Radial Fin)或圆周翅(Circumferential Fin)，如图4.12所示。厚度均匀的翅片上微分单元 dr 的能量守恒方程可表示为

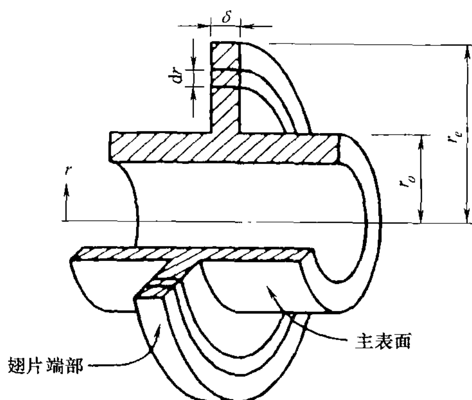


图4.12 厚度均匀的环薄壁翅片

$$(q''2\pi r\delta)\big|_r-(q''2\pi r\delta)\big|_{r+\mathrm{d}r}-2h(2\pi r)\mathrm{d}r(T-T_\infty)=0 \tag{4.116}$$

其中，$q''=-k_f(\mathrm{d}T/\mathrm{d}r)$ 在给定位置的热流。经过化简，式(4.116)变为

$$-\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(r\frac{\delta}{2}q''\right)-hr(T-T_\infty)=0 \tag{4.117}$$

用明确的形式代替式(4.117)的 q'' 再进行重新组合，得到

$$-\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(r\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r}\right)-\frac{2hr}{\delta k_f}(T-T_\infty)=0 \tag{4.118}$$

或者

$$\frac{\mathrm{d}^2\theta}{\mathrm{d}r^2}+\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}r}-m^2\theta=0 \tag{4.119}$$

其中，由于 $P=2(2\pi r)$ 且 $A_k=2\pi r\delta$，那么 $m^2=hP/k_fA_k=2h/k_f\delta=$ 常数。式(4.119)是修改后的零阶贝塞尔方程。这个方程的通解为

$$\theta=C_3I_0(mr)+C_4K_0(mr) \tag{4.120}$$

其中，C_3 和 C_4 为积分常数，I_0 和 K_0 分别为修改后的第一类和第二类零阶贝塞尔函数。

与厚度均匀的直翅相似，环翅的边界条件在 $r=r_0$ 处，有 $T=T_0$。同样如图4.10所示，在 $r=r_e$ 处存在5种边界条件。由于在 $r=r_e$ 处端部绝热的边界条件代表了大量实际应用情况下的一种很好的近似(与图4.10b相似)，因此，我们仅对此种情况下的式(4.120)求解。

$$\theta=\theta_0 \quad 当\ r=r_0\ 时 \tag{4.121}$$

$$\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}r}=0 \quad 当\ r=r_e\ 时 \tag{4.122}$$

将这两个边界条件代入式(4.120)中可得

$$\theta_0 = C_3 I_0(mr_0) + C_4 K_0(mr_0) \tag{4.123}$$

$$0 = C_3 I_1(mr) - C_4 K_1(mr_e) \tag{4.124}$$

其中，I_1 和 K_1 分别为修改后的一阶贝塞尔函数。从这两个代数方程中解出 C_3 和 C_4 并代入式(4.120)得

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{K_1(mr_e)I_0(mr) + I_1(mr)K_0(mr_e)}{K_1(mr_e)I_0(mr_0) + I_1(mr_e)K_0(mr_0)} \tag{4.125}$$

通过翅基的热流为

$$q_0 = -k_f(2\pi_{r_0}\delta)\left(\frac{d\theta}{dr}\right)_{r=r_0} \tag{4.126}$$

将式(4.125)微分后，计算$(d\theta/dr)_{r=r_0}$的值，并将其带入式(4.126)中，可得

$$q_0 = k_f(2\pi_{r_0}\delta)mB_1\theta_0 = \frac{4\pi_{r_0}h}{m}B_1\theta_0 \tag{4.127}$$

其中

$$B_1 = \frac{I_1(mr_e)K_1(mr_0) - K_1(mr)I_1(mr_0)}{I_0(mr_0)K_1(mr_e) + I_1(mr_e)K_0(mr_0)} \tag{4.128}$$

4.3.2 翅片效率

对于有扩展表面换热器，我们对翅片的实际传热很感兴趣。无论翅片加热还是冷却周围环境，所有的热量必定是以图4.10或表4.4所示的前3种边界条件通过翅基。前面已经讲到两种了用于求解翅基传热量 q_0 的方法，在前3种边界条件下，采用对温度分布积分或者微分的方法都能达到目的。

传热效率可以通过翅片效率 η_f 用量纲为一的形式来表示，定义为

$$\eta_f = \frac{q_0}{q_{max}} \tag{4.129}$$

这里，我们的对比的准绳(衡量尺度)是“完美翅片”，它具有以下特点：①具有与实际的翅相同的几何尺寸；②相同的运行环境，即相同的 T_0、T_∞、h 和 h_e；③翅材料的热导率 k_f 无穷大。满足了这些条件，完美翅片在翅基处具有一致的温度 T_0，如图4.13所示。翅基处的传热量 q_{max}(认为翅片有均匀的横截面)为

$$q_{max} = hPl(T_0 - T_\infty) + h_e A_k(T_0 - T_\infty) = (hA_f + h_e A_k)(T_0 - T_\infty) = (hA_f + h_e A_k)\theta_0 \tag{4.130}$$

因此，由式(4.129)可得通过翅片的换热量为

$$q_0 = \eta_f(hA_f + h_e A_k)(T_0 - T_\infty) \tag{4.131}$$

由此可见，η_f 是用来量化翅片热性能的量度。在上面的方程中，$A_f = Pl$ 为翅片对流面积，A_k 为翅端的对流面积。这表明了 η_f 与 q_0 和 $\theta_0 = (T_0 - T_\infty)$是无关的。翅的热阻为 R_f，根据温差 θ_0 并由式(4.131)得

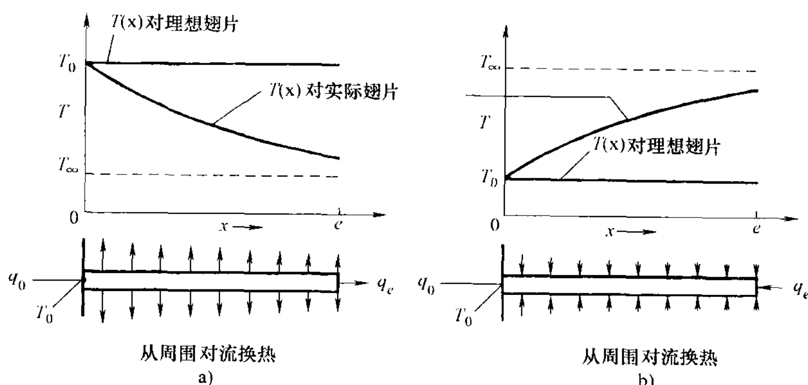


图 4.13 实际薄壁翅片和理想薄壁翅片的温度分布(摘自 Shah,1983)

a) 翅被冷却 b) 翅被加热

$$R_f = \begin{cases} \dfrac{1}{\eta_f(hA_f + h_e A_k)}, & h_e \neq 0 \qquad (4.132a) \\ \dfrac{1}{\eta_f h A_f}, & h_e = 0 \qquad (4.132b) \end{cases}$$

但是，对于有翅片表面的换热器，我们必须将原始表面考虑进来，而且还要使用式(4.164)给定的扩展面的热阻。

下面，我们将导出几种比较重要的翅片的肋效率的表达式。

4.3.2.1 均匀矩形截面的直薄壁翅片

表 4.4 中分别为式(4.87)、式(4.92)和式(4.97)前 3 种边界条件下的通过翅片的温度场。在这些边界条件下，通过翅基的实际换热量 q_0 分别可以由式(4.88)、式(4.93)和式(4.98)计算出来。利用从式(4.130)得到的 q_0 和 q_{max} 的值，然后用式(4.129)就可以计算出 η_f 的值。为了保持完整性，根据翅片效率 η_f 提供了相关的 q_0 的表达式。

对于长薄壁翅片(第一种边界条件)有

$$\eta_f = \frac{1}{ml} \quad q_0 = \eta_f h A_f (T_0 - T_\infty) \tag{4.133}$$

端部绝热的薄壁翅片(第二种边界条件)有

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \quad q_0 = \eta_f h A_f (T_0 - T_\infty) \tag{4.134}$$

端部具有对流边界的薄壁翅片($B = h_e/mk_f = 2Bi^*/m\delta$,第三种边界条件)有

$$\eta_f = \frac{\tanh ml + B}{(B + ml)(1 + B\tanh ml)} = \frac{m^2 l^2 \tanh ml + ml\alpha_f^* \cdot Bi^*}{(\alpha_f^* \cdot Bi^* + m^2 l^2)(ml + \alpha_f^* \cdot Bi^* \tanh ml)} \tag{4.135}$$

将式(4.101)中的$B=\alpha_f^* \cdot Bi^*/ml$代入式(4.135)中，以获得第二个等号右边的表达式。对于这种情况，q_0可以由式(4.131)求得。如果端部的对流换热量很小，我们可以用$l+\delta/2$来代替式(4.134)中的l以估算η_f的值。这种方法称为Harper-Brown估算法。

如果我们假设q_l为端部的对流换热量，那么表4.4中所列的场合4的翅片效率的表达式与式(4.135)相同；否则将无法定义η_f，因为q_l的值可正可负，而且无法精确计算出q_0的值［见式(4.81)］。第5)种情况下的翅片效率是很难定义的，在后面将就此问题展开讨论。

式(4.133)~式(4.135)中所出现的翅片效率的表达式越加复杂。可以用如下形式来表示。

$$\text{式(4.135)的}\,\eta_f<\text{式(4.134)的}\,\eta_f<\text{式(4.133)的}\,\eta_f \tag{4.136}$$

为了能够将式(4.133)用于式(4.134)或者将式(4.134)用于式(4.135)，设定了简单的规定如下。

由于当$ml\to\infty$时，有$\tanh ml\to 1$，式(4.134)的η_f适当地减小到相对于式(4.133)的η_f是有限的值。我们规定：如果式(4.134)的η_f在式(4.133)的η_f的2%以内时，定义该翅片为“长”翅。因为当$ml=2.30$时，有$\tanh ml=0.98$。所以，我们将$ml\geqslant 2.30$的矩形直翅当成“长”翅来处理。

同样，当$B=0$或$Bi^*=0$时(也就是翅片端部没有传热)，式(4.135)的η_f变为式(4.134)的η_f。Bi^*的值越高，式(4.135)的η_f与式(4.134)的η_f相比就越小。如果我们希望式(4.135)的η_f与式(4.134)的η_f相比只有2%的误差，那么可以对每个ml值简单规定一个B值。例如，当$ml=1$，则$\tanh ml=0.761$，有

$$\frac{\text{式(4.135)的}\,\eta_f}{\text{式(4.134)的}\,\eta_f}=\frac{0.761+B}{(1+B)(1+0.761B)}\times\frac{1}{0.761}=0.98,\ B=0.045 \tag{4.137}$$

因此，当$ml=1$，$B\leqslant 0.045$时，我们用式(4.134)代替式(4.135)来计算η_f所产生的误差只有不到2%。

如后面所讨论，在式(4.134)中所列出的端部绝热条件下的η_f的表达式适用于绝大多数的双流体板翅式换热器。图4.14所示为满足$r_e/r_o=1$的直翅的η_f与ml的函数关系。η_f随ml的减小而增大，但这种变化是非线性的。在例题4.3中说明工业上利用这种非线性特性。由于$m^2=2h/k_f\delta$，ml的减小就意味着l或h的减小，或者说k_f或δ的增大。这就意味着翅片效率η_f会随着翅高l的减小，传热系数h的降低(或者降低Bi)，翅的热导率k_f的增大，或翅片厚度δ的减小而增大。从工程的观点，要想获得较高的翅片效率，就要：①保持较低的翅片热传导长度或者板间距b(如图4.15所示)；②当流体传热系数较低时要使用翅片，例如气体或油类的强制对流换热或自由对流换热；③当流体具有较高的传热系数

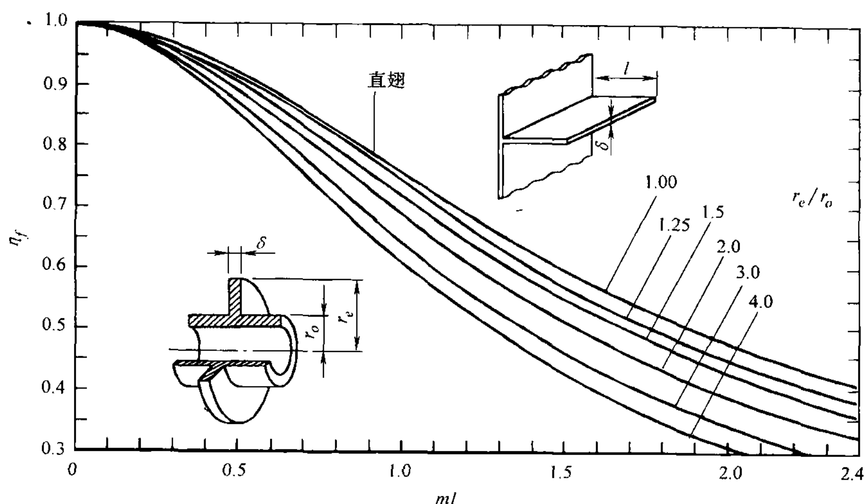
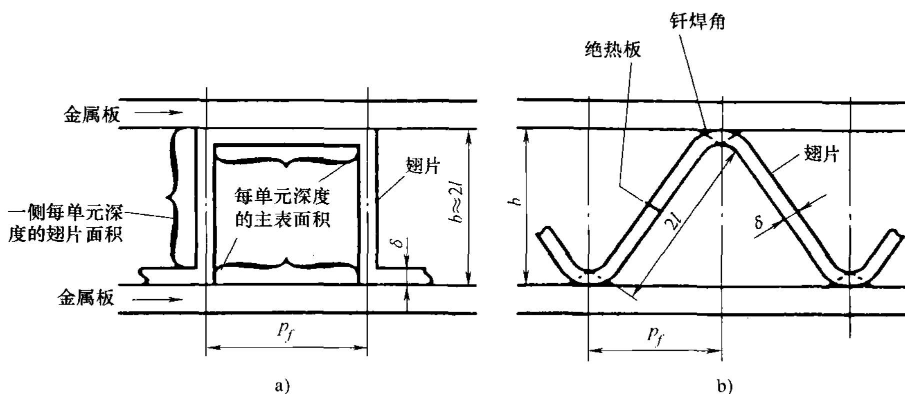


图 4.14 厚度 δ 均匀的直翅和环翅的翅片效率（摘自 Kays 和 London，1998）



a) b)

图 4.15 理想化翅片板（摘自 Shah，1981）

a）矩形翅片板 b）三角形翅片板

时要使用短翅，例如水、其他液体或相变流强制对流换热；④用具有较高热导率的铝或铜代替不锈钢和其他低传热材料做翅片材料；⑤增加有效的翅厚。但是，由于 η_f 与 ml 之间的关系是非线性的，因此，在工业应用上一般追求降低翅厚。降低翅片的质量和翅片材料的成本不会引起 η_f 太大的降低，见例题 4.3。

例 4.3 有一台板翅式换热器，其内部安装高度为 24mm，厚度为 0.12mm 的矩形翅片，且翅片密度为 600 翅/m（如图 4.15a 所示）。翅片上的空气流的传热系数为 170W/(m^2·K)。如果翅片材料是热导率为 401W/(m·K)的铜，确定一下翅片效率。如果翅片厚度减小到 0.06mm，翅片效率及相关的传热量会有何

种变化？如果理想状态下传热系数不随翅片密度变化，如何用改变翅片密度来使薄翅片具有相同的传热性能？将翅片材料由铜改为热导率为 237W/(m·K) 的铝，讨论改变材料对于翅片效率以及传热的影响。这两种材料的密度分别为 $8993\mathrm{kg/m^3}$ 和 $2702\mathrm{kg/m^3}$。

求解：

问题的数据和简述：翅片如图 4.15a 所示。有以下的信息：

$$h=170\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\quad l=12\mathrm{mm}(b=24\mathrm{mm})$$

铜翅：$\delta=0.12\mathrm{mm}$ $k_f=401\mathrm{W/(m\cdot K)}$ 翅密度 = 600 翅/m

$\delta=0.06\mathrm{mm}$ $k_f=401\mathrm{W/(m\cdot K)}$

铝翅：$\delta=0.12\mathrm{mm}$ $k_f=237\mathrm{W/(m\cdot K)}$ 翅密度 = 600 翅/m

确定：

1）如果铜翅片的厚度由 0.12mm 变为 0.06mm，求翅片效率以及传热量的变化。

2）当翅片厚度由 0.12mm 变为 0.06mm 时，相同换热量下的翅片密度的变化。

3）如果翅片材料由铜变为铝，翅的几何形状不变，翅片效率会发生何种变化？这种设计方案有何种影响？

假设：传热系数不随翅片密度而改变，并且 4.3.1.1 中的所有假设在这里都有效。

分析：我们用式(4.134)来计算于最初的铜翅片的翅片效率。由式(4.65)和式(4.147)得

$$m=\left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{2\times170\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}{401\mathrm{W/(m\cdot K)}\times(0.12\times10^{-3})\mathrm{m}}\right]^{\frac{1}{2}}=84.0575\mathrm{m^{-1}}$$

因此，

$$ml=84.0575\mathrm{m^{-1}}\times(0.12\times10^{-3})\mathrm{m}=1.0087$$

$$\eta_f=\frac{\tanh ml}{ml}=\frac{\tanh(1.0087)}{1.0087}=\frac{0.7652}{1.0087}=0.759$$

如果翅厚减小为 0.06mm，我们得到

$$m=\left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{2\times170\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}{401\mathrm{W/(m\cdot K)}\times(0.06\times10^{-3})\mathrm{m}}\right]^{\frac{1}{2}}=118.875\mathrm{m^{-1}}$$

因此，

$$ml=118.875\mathrm{m^{-1}}\times(0.06\times10^{-3})\mathrm{m}=1.4265$$

$$\eta_f=\frac{\tanh ml}{ml}=\frac{\tanh(1.4265)}{1.4265}=0.625$$

由此可见，翅片效率从 0.759 减小到了 0.625，大约减小了 18%。这就会使翅片

传热量降低 18%。为了简化问题，在这里我们没有考虑原始表面的影响(这个将在 4.3.4 章考虑)。

通过将翅片的传热面积增加 18% 可以使翅片的换热量基本保持不变(也就是说要翅片密度从 600 翅/m 增大到 729 翅/m)。在这里，我们理想化下传热系数 h 不随翅片密度而变化。事实上，通常 h 会随翅片密度的增大而减小。

现在，我们将翅片材料由铜改为铝，对于 0.12mm 厚的翅片有

$$m=\left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{2\times170\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}{237\text{W/(m}\cdot\text{K)}\times(0.12\times10^{-3})\text{m}}\right]^{\frac{1}{2}}=109.339\text{m}^{-1}$$

$$ml=109.339\text{m}^{-1}\times(0.12\times10^{-3})\text{m}=1.3121$$

$$\eta_f=\frac{\tanh ml}{ml}=\frac{\tanh(1.3121)}{1.3121}=0.659$$

由此可见，将翅片材料由铜改为铝会使翅片效率由 0.759 降低为 0.659。但是如果我们将 0.12mm 的铝翅与 0.06mm 的铜翅作一下比较，就会发现二者的翅片效率基本相等(0.659 和 0.625)。因此，从传热的角度来讲，这两种翅是等价的。现在让我们在翅片密度相同的前提下比较这两种翅片材料(0.12mm 的铝翅和 0.06mm 的铜翅)。由于铝和铜的密度分别为 2702kg/m³ 和 8993kg/m³，翅片材料之比为

$$\frac{\text{铝翅材料}}{\text{铜翅材料}}=\left(\frac{0.12\text{mm}}{0.06\text{mm}}\right)\left(\frac{2702\text{kg/m}^3}{8933\text{kg/m}^3}\right)=0.60$$

这说明尽管在传热性能基本一样的情况下铝材做成的翅片的厚度虽然是铜翅片的两倍，但铝翅的质量比铜翅的质量低 40%。

讨论和注释：这个例题明确告诉我们，减小翅的厚度会降低其传热，但如图 4.14 所示二者的关系是非线性的。在这种情况下，将翅片的厚度从 0.12mm 减小到 0.06mm(50% 的减幅)，会使翅片效率以及传热量减小 18%。这种减小可以将翅片密度增大 18% 来进行补偿。因此，在传热量不变的前提下可以使重量减小 32%。虽然本例题不是针对汽车散热水箱的，但这确实是汽车工业中翅片散热器的努力方向。由于近年来翅片制造技术的日趋完善，翅片的厚度已经由 0.20mm 减小到了 0.046mm，同时，翅片密度由 400 翅/m 增大到了 800 翅/m。当翅片厚度降低到 0.046mm 时，由于在这个厚度下铜翅无法承受通常的环境侵蚀，因此，散热器的寿命会有明显的降低。将翅片材料由铜改为铝，并且将翅厚由 0.046mm 增大到 0.075mm，较厚的铝制翅片散热器可以使寿命达到所定的要求，同时降低了总质量，也就是降低了成本。总而言之，在满足设计要求以及制造工艺的前提下，可以通过减小翅片厚度、增大翅片密度的方法来最大限度地减小翅片的质量并保持想要的传热性能。这是最根本的，因为翅片是用来增加对流换热的传热面积的，而其厚度则描绘出通过翅片内部的导热过程，通过增大翅片

密度可以获得最小的翅厚。

重申一点，通过翅片表面的对流传热中的一个重要的变量就是翅片的面积，而在翅片内，通过翅基沿翅长方向的导热过程中的重要变量是翅厚。由于可用的翅片的尺寸范围很有限，在工业换热器中最小的翅厚是第二重要的考虑因素。因为这个原因，翅片相当于可以有效利用主面积的三分之一到四分之一。现在的板翅式换热器设计中，在设计过程中采用能允许的最大翅片密度及最小翅厚，来充分利用材料。这种趋势会在材料和制造技术的完善过程中不断延续。

端部定壁温的翅片的传热：这种情况如图4.10e所示的情况5的边界条件，q_0 和 q_l 分别由式(4.110)和式(4.111)给出。在式(4.81)中，用 $\theta_0/\theta_l=1$ 来代替它们，可以得到翅的总传热量(Prasad,1996)为

$$q_{conv}=q_0-q_l=\frac{hP}{m}(\theta_0+\theta_l)\frac{\cosh ml-1}{\sinh ml}=\frac{hP}{m}(\theta_0+\theta_l)\tanh\frac{ml}{2}$$

$$=hA_{f,\frac{1}{2}}(\theta_0+\theta_l)\frac{\tanh\left(\frac{ml}{2}\right)}{\frac{ml}{2}}=hA_{f,\frac{1}{2}}(\theta_0+\theta_l)\eta_{f,\frac{1}{2}} \tag{4.138}$$

这里，$(\cosh ml-1)/\sinh ml=\tanh(ml/2)$ 是一个双曲线函数恒等式，而且 $A_{f,1/2}=Pl/2$。因此，我们可以通过理想化的半翅长(half-fin-length)来精确的计算出整个翅片的换热量(第二种边界条件,表4.4中端部绝热的情况,用 $l/2$ 代替公式中的 l)。这就意味着我们可以将图4.11中所示的翅看作由两个长为 $l/2$ 翅组成，其中的一个翅片内部通过翅基的换热量为 q_0，另一个翅片的换热量为 q_l，它们在 $l/2$ 处具有绝热的连接点。这种理想条件下的翅的效率可以根据式(4.134)用翅长 $l/2$ 来计算。对于理想化的半翅，我们将式(4.93)的 l 用 $l/2$ 代替，从而得到 $q_{0,1/2}$ 为(Prasad,1996)

$$q_{0,1/2}=\frac{hP}{m}\theta_0\tanh\frac{ml}{2}=\frac{hP}{m}\theta_0\frac{\cosh ml-1}{\sinh ml} \tag{4.139}$$

如图4.11中所示，虽然绝热面不在 $x=l/2$ 处，但是我们可以从式(4.112)中确定温度 θ_l 和 θ_0。因此，我们会发现式(4.139)中的 $q_{0,1/2}$ 与式(4.110)中给出的实际的 q_0 是不同的。所以，在这里翅片效率的概念是受到局限的，同样，对于场合4(图4.10d)也会出现这样的问题。Prasad对该问题作了进一步的讨论。

一组量纲为一量：仔细的观察式(4.133)~式(4.135)就会发现 η_f 是 ml 与 B 或 Bi^* 的函数。由 m 和 B 的定义可知有

$$\eta_f=\phi(A_k,P,l,k_f,h,h_e) \tag{4.140}$$

因此，薄壁翅片的 η_f 是翅几何尺寸(A_k,P,l)，翅材料的热导率为 k_f，传热系数为 h，以及翅端边界条件的函数。根据式(4.140)，应该强调 η_f 并不是 T_0、T_∞、(T_0-T_∞)、T_l、q_0 或 q_l 的直接函数。

式(4.140)右侧的参数可以合成为一组量纲为一量，如下所示。

$$\eta_f=\phi(ml,Bi^*)=\phi(\alpha_f^*,Bi^{\frac{1}{2}},Bi^*) \tag{4.141}$$

其中，ϕ 是一种函数关系，η_f 取决于翅的几何尺寸以及端部的边界条件。之前在式(4.133)～式(4.135)中已经出现过 ml 和 B 的量纲为一量组。由定义知，$ml=\alpha_f\cdot Bi^{1/2}$，其中，$Bi=h\delta/2k_f$ 为翅片表面的毕沃数，并且 $\alpha_f=2l/\delta$ 为翅的纵横比，同时有 $B^*i=h_e\delta/2k_f$。

在翅片传热中，毕沃数 $Bi=h\delta/2k_f$ 为翅片内部的导热热阻 $\delta/2k_f=1/[k_f/(\delta/2)]$ 与翅片表面对流传热热阻 $1/h$ 的比值。如果 Bi 的值很小，则说明导热热阻远比对流热阻小。因此，翅片内部的温度梯度小于其表面的温度梯度，这就表明，计算这种翅片的效率可以近似成薄壁翅片来计算。相反地，Bi 的值很大，则说明导热热阻远大于对流热阻。因此，在计算翅片效率时，翅片内部的温度梯度是不能被忽略掉的，这种情况只能作为二维导热或者厚翅问题来研究。例如，对于矩形截面的直翅，Huang 和 Shah 给出了一个近似的二维翅片效率方程[一个与式(4.135)相似的二维肋效率方程]。

$$n_f=\begin{cases}\dfrac{(Bi^+)^{\frac{1}{2}}}{\alpha_f^*\cdot Bi+Bi^*}\dfrac{Bi^*\cosh[\alpha_f^*(Bi^+)^{\frac{1}{2}}]+(Bi^+)^{\frac{1}{2}}\sinh[\alpha_f^*(Bi^+)^{\frac{1}{2}}]}{Bi^*\sinh[\alpha_f^*(Bi^+)^{\frac{1}{2}}]+(Bi^+)^{\frac{1}{2}}\cosh[\alpha_f^*(Bi^+)^{\frac{1}{2}}]}, & Bi^*>0 \quad (4.142a)\\[2ex] \dfrac{(Bi^+)^{\frac{1}{2}}}{\alpha_f^*\cdot Bi}\tanh[\alpha_f^*(Bi^+)^{\frac{1}{2}}], & Bi^*=0 \quad (4.142b)\end{cases}$$

其中，

$$Bi^+=\frac{Bi}{1+\dfrac{Bi}{4}} \quad \alpha_f^*=\frac{2l}{\delta} \tag{4.143}$$

对比式(4.134)与式(4.142b)可知，当 $Bi\leqslant0.01$ 且 $\alpha_f^*\leqslant100$ 时，用式(4.134)将厚翅作近似薄壁翅片计算时所产生的误差为0.3%。故，可用方程(4.142b)来计算厚翅。

由式(4.142)我们发现，对于二维问题或者矩形截面的厚直翅有

$$\eta_f=\phi(\alpha_f^*,Bi,Bi^*) \tag{4.144}$$

对比式(4.141)和式(4.144)可知，对于厚翅，翅片效率是翅的纵横比和毕沃数的函数。式(4.142)也表明了 η_f 会随着 Bi 和 α_f^* 的减小而增大。

4.3.2.2 板翅表面

在大多数的两相流板翅式换热器中，在交换器流道内部翅片的两侧的热流认为是理想化的对称。例如，图4.15a所示为板翅式换热器中最典型的流道。当翅基的温度 T_0 高于流体温度 T_∞ 时，热流从翅的端部传向中心。在翅的中心截面上没有热流通过，可以看成是绝热的。因此，式(4.134)是合适的翅片效率方程，

而且这个方程对于板翅式换热器而言是最有用的方程之一。在板翅式换热器中流道的末端，翅片的热源(或热沉)仅仅是翅片的一端。对于这种流道，合适的翅片效率计算方程或者是当端部为有限传热时的式(4.135)，或者是端部理想状态绝热时的式(4.134)，这时翅长应为中央流道上翅长的两倍。

考虑到矩形翅和三角形翅是两种最常见的翅的几何形状，如图4.15所示。理想化的矩形翅具有锐角转角而不是实际的圆倒角。这翅片的表面积与主表面的连接如图4.15a所示。由图示可知，翅片的导热长度l(到绝热面)为

$$l=\frac{b-\delta}{2}\approx\frac{b}{2}\quad 或\quad l=\frac{b-2\delta}{2}\approx\frac{b}{2}\tag{4.145}$$

这里，每个方程中最后面的约等号仅对于$l\gg\delta$的情况有效。如果与δ相比l不是很大，则有$\eta_f>0.95$，并且每个近似值对η_f的影响不大。因此，该矩形翅的翅片效率为

$$\eta_f=\frac{\tanh ml}{ml}\tag{4.146}$$

$$m=\left(\frac{hP}{k_fA_k}\right)^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{h(2L_f+2\delta)}{k_f(L_f\delta)}\right]^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1+\frac{\delta}{L_f}\right)\right]^{\frac{1}{2}}\approx\left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{\frac{1}{2}}\tag{4.147}$$

这里，我们将式(4.147)中的P和A_k用其他值代替。该式最右端的约等号仅在$\delta\ll L_f$时有效。

图4.15b所示为等截面的矩形翅。它的各个角是由黄铜或钎料所组成的圆角。钎角的尺寸取决于圆角的半径以及制造工艺的限制。在η_f的计算公式中的翅片的导热长度l为绝热板长$2l$的一半，如图所示。由式(4.147)可以计算出参数m的值，进而可以由式(4.146)计算出翅片效率。

现在，我们来总结图1.29的其他板翅表面的翅片效率的计算方法。锯齿翅片除了翅长L_f是不连续的之外，其他的都与矩形翅相似。长度L_f是锯齿长l_s的总和。除了要在式(4.147)中要用l_s代替L_f外，用式(4.145)和式(4.147)分别计算出l和m后，就可以用式(4.146)来计算翅片效率了。

在百叶窗翅片中，我们通常认为百叶窗切口从翅基到翅的中部与导热通道方向是平行的，而且为了保证翅的结构强度，百叶窗没有延伸到翅的基部。因此，通过窗口的理想化的传热与图4.15b所示的三角翅的传热过程是很相似的，在这种情况下最适合的翅片效率的方程为式(4.146)。百叶窗边缘暴露的面积为翅表面积A_f的一部分并且应该一起包括在A_f的计算中。但是，在工业应用中，在计算A_f以及用式(4.147)计算m时，百叶窗边缘的面积通常被忽略掉(见例题8.2)。因此，在用式(4.146)来计算η_f时，将百叶窗的翅看作$m=(2h/k_f\delta)^{1/2}$的矩形翅。

对于波纹翅片，根据截面的形状，在计算η_f时可以将其看作矩形翅或者三

角形翅。对于穿孔翅，在计算 η_f 时，还没有明确的方法来确定 A_f 和 l。常用的解决办法就是忽略小孔的存在，将其看作无孔翅来计算 η_f。只要在这些假设前提下用试验方法获得传热系数，并且在换热器的设计过程中用同样的手段来计算翅片效率，这样所产生的误差是非常小的。对于栓形翅，用式(4.146)计算 η_f。

$$l=\frac{b}{2}-d_o\approx\frac{b}{2}\quad m=\left[\frac{h(\pi d_o)}{k_f\frac{\pi d_o^2}{4}}\right]^{\frac{1}{2}}=\left(\frac{4h}{k_f d_o}\right)^{\frac{1}{2}}\tag{4.148}$$

其中 d_o 为栓的直径，b 为板间距。

在前述的所有几何形状的翅片中，将翅厚 δ 看作常数，因此沿翅长 l(或 x)方向上，翅的截面为矩形(如图4.9所示)。对于诸如矩形截面翅、抛物凹面翅、抛物凸面翅等形状的翅的 η_f 已经可以得到解。对于换热器中在两种流体侧扩展表面不常见的翅片，在这里我们不作讨论。更多的可以参阅 Kraus et 等的文章。

在前面的讨论中，式(4.134)和式(4.146)是用来求解板翅表面翅片效率的最常用的表达式，在图4.14中用直翅来表示。在表4.5中，总结了求解一些重要几何形状的翅片的翅片效率的方程。

表4.5　厚度均匀的板翅和管翅的翅片效率

几何形状	翅片效率公式，其中 $m_i=\frac{2h}{k_f\delta_i}\left[\left(1+\frac{\delta_i}{L_f}\right)\right]^{1/2}$　$E_i=\frac{\tanh(m_i l_i)}{m_i l_i}$　$i=1,2,3$
平面、波形或者矩形截面的锯齿翅片	$\eta_f=E_1$ $l_1=\frac{b}{2}-\delta_1\quad \delta_1=\delta$
一侧加热或冷却的三角形翅片	$\eta_f=\frac{hA_1(T_0-T_\infty)\frac{\sinh(m_1 l_1)}{m_1 l_1}+q_e}{\cosh(m_1 l_1)\left[hA_1(T_0-T_\infty)+q_e\frac{T_0-T_\infty}{T_1-T_\infty}\right]}\quad \delta_1=\delta$
平面、波形或者三角截面的百叶窗翅片	$\eta_f=E_1$ $l_1=\frac{l}{2}\quad \delta_1=\delta$
双夹层翅片	$\eta_f=\frac{E_1 l_1+E_2 l_2}{l_1+l_2}\,\frac{1}{1+m_1^2E_1E_2l_1l_2}$ $l_1=b-\delta+\delta_s/2\quad l_2=l_3=pf/2$ $\delta_1=\delta\quad \delta_2=\delta_3=\delta+\delta_s$

（续）

几何形状	翅片效率公式，其中 $m_i=\frac{2h}{k_f\delta_i}\left[\left(1+\frac{\delta_i}{L_f}\right)\right]^{1/2}$　$E_i=\frac{\tanh(m_il_i)}{m_il_i}$　$i=1,2,3$
针翅（d_o，b）	$\eta_f=\frac{\tanh(ml)}{ml}$ $l=\frac{b}{2}-d_o$　$m=\left(\frac{4h}{k_fd_o}\right)^{\frac{1}{2}}$　$\delta=\frac{d_o}{2}$
环翅（p_f，δ，l_f，d_o，d_e）	$\eta_f=\begin{cases}a(ml_e)^{-b}, & \Phi>0.6+2.257(r^*)^{-0.445}\\ \frac{\tanh\Phi}{\Phi}, & \Phi\leqslant 0.6+2.257(r^*)^{-0.445}\end{cases}$ $a=(r^*)^{-0.246}$　$\Phi=ml_e(r^*)^n$　$n=\exp(0.13ml_e-1.3863)$ $b=\begin{cases}0.9107+0.0893r^*, & r^*\leqslant 2\\ 0.9706+0.17125\ln r^*, & r^*>2\end{cases}$ $m=\left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{\frac{1}{2}}$　$l_e=l_f+\frac{\delta}{2}$　$r^*=d_eo$
销齿式翅（δ，d_o，d_e，w）	$\eta_f=\frac{\tanh(ml_e)}{ml_e}$ $m=\left(\frac{2h}{k_f\delta}\left(1+\frac{\delta}{w}\right)\right)^{\frac{1}{2}}$　$l_e=l_f+\frac{\delta}{2}$　$l_f=\frac{(d_e-d_o)}{2}$

例4.4　有一台烟气—空气废热回收换热器，尺寸为0.3m×0.3m×0.6m，其中0.6m为蓄热器中的非流高度。每一个箱体都是一台单程交叉流板翅式换热器，并且两侧流体均不混合。每种流体侧都安装有铝制的矩形翅，如图4.15a所示。假设板间距为13mm，翅厚为0.15mm，两倍翅高$2l$为13mm，翅长为300mm。有下两种情况：(a)在心板的中心有一个翅；(b)在心板的一端有一个翅，热源只存在于翅的一侧，求这两种情况下翅片效率以及每个单元翅片表面积的传热量。将翅的另一端看作有限传热$h=h_e$。翅片材料的热导率为190W/(m·K)，传热系数为120W/(m²·K)翅基温度为200℃，流体温度为30℃。

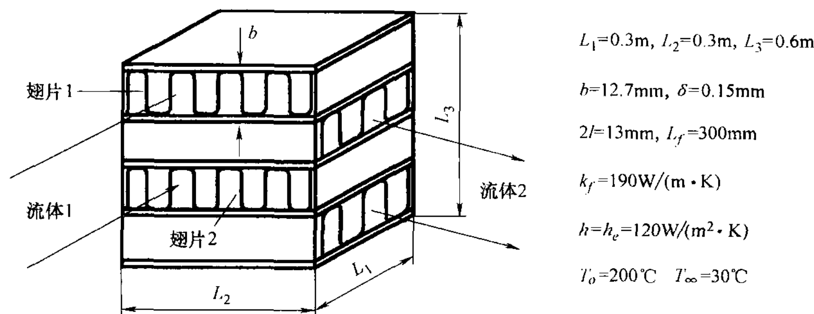
求解：

问题数据和简述：图例4.4中给出了单程交叉流板翅式换热器的翅片的几何形状、材料的物性以及传热系数。两侧流体均不混合，翅基温度和环境温度也给出了。

确定：下述两种情况下翅片效率以及每个单元面积的换热量。

① 心板的中心有一个翅的情况(图例4.4中的翅片2)。

② 心板的一端有一个翅的情况(图例4.4中的翅片1)，此时，热源仅存在于翅的一侧。



图例4.4 单流程交叉流板翅式换热器翅片示意图

假设：4.3.1.1中的所有假设在这里都有效。

分析：① 对于心板中央有翅的情况，翅的两侧都存在热源。因此，翅中的绝热面应位于翅的中央，如图4.15a所示。在这种情况下，$l=6.5\text{mm}$。由式(4.147)得

$$m=\left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1+\frac{\delta}{L_f}\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=\left\{\frac{2\times120\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}{[190\times10^{-3}\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})](0.15\times10^{-3}\text{m})}\left(1+\frac{0.15\text{mm}}{300\text{mm}}\right)\right\}^{\frac{1}{2}}=91.79\text{m}^{-1}$$

因此

$$ml=91.79\text{m}^{-1}\times(6.5\times10^{-3})\text{m}=0.5966$$

$$\eta_f=\frac{\tanh ml}{ml}=\frac{\tanh(0.5966)}{0.5966}=0.896$$

换热量为翅片效率与理论最大换热量的乘积为

$$q_0''=\eta_f q_{max}''=\eta_f h(T_0-T_\infty)=0.896\times120\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times(200-30)℃$$
$$=18278\text{W}/\text{m}^2$$

② 当热源仅存在于翅的一侧时，翅的导热长度至少为$2l$(如图4.15a所示)，热量会从热源端流向铜钎角(braze fillet)和心板。我们用下角标1来表示该种情况下的m和l，即

$$m_1=m=91.79\text{m}^{-1}$$

$$l_1=2l=13\text{mm}=0.013\text{m}$$

$$m_1l_1=91.79\text{m}^{-1}\times0.013\text{m}=1.1933$$

$$\tanh m_1l_1=0.8316$$

$$B=\frac{h_e}{mk_f}=\frac{120\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}{91.79\text{m}^{-1}\times190\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})}=0.0069$$

由方程(4.135)计算其翅片效率为

$$\eta_f = \frac{\tanh m_1 l_1 + B}{(B + m_1 l_1)(1 + B\tanh m_1 l_1)} = \frac{0.8316 + 0.0069}{(0.0069 + 1.1933)(1 + 0.0069 \times 0.8316)} = 0.695$$

由于 $B \ll 0.1$，从式(4.134)得 η_f 为

$$\eta_f = \frac{\tanh m_1 l_1}{m_1 l_1} = \frac{0.8316}{1.1933} = 0.697$$

这个翅片效率与用式(4.135)计算出的 η_f 相比，误差在 0.3% 以内。每个单元翅片表面积 A_f 的换热量可以用式(4.131)求解，即

$$q_0'' = \eta_f q_{\max}'' = \eta_f \left(h + h_e \frac{A_k}{A_f} \right) (T_0 - T_\infty)$$

由于 $A_k / A_f (\approx \delta / 2l) \ll 1$，我们可以忽略最后一项。因此换热量为

$$q_0'' = 0.697 \times 120\mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \times (200 - 30)^\circ\mathrm{C} = 14219\mathrm{W/m^2}$$

讨论和注释：从这个例题会发现两个有趣点：①将翅的导热长度从 13mm 减小到 6.5mm，而翅片效率从 0.697 增大到了 0.896，但是却没有增大为原来的一倍；②每个单元翅片表面积的换热量由 14219W/m^2 增大到 18278W/m^2。这是因为，导热长度从 6.5mm 到 13mm(仅有一个热源的情况)的翅片效率并不等价于 l 从 0mm 增大到 6.5mm 处的翅片效率(翅的两侧都有热源的情况，如图 4.15a 所示)。

我们可以用另外的方法来考虑这个问题：本例题中所得到的结果也适用于翅的两侧处于同一热源并且翅长 $2l = 13$mm 或 26mm 的翅片。

在这样的对比下，两个肋的换热量之比为

$$\frac{q_{l=6.5\mathrm{mm}}}{q_{l=13\mathrm{mm}}} = \frac{(q_0'' \times 2l \times 1)_{l=6.5\mathrm{mm}}}{(q_0'' \times 2l \times 1)_{l=13\mathrm{mm}}} = \left(\frac{18278\mathrm{W/m^2}}{14219\mathrm{W/m^2}} \right) \left(\frac{6.5\mathrm{mm}}{13\mathrm{mm}} \right) = 0.643$$

因此，将翅高减小 50%(也就是将翅片材料的质量减小 50%)会导致翅片换热量降低 35.7%。即使将翅片密度(每米或每英寸上的翅片数)增大 35.7%，并且假设传热系数不变，仍然能够节省 14.3% 的翅材料。但是，更为重要的是翅高越小其结构强度就越高，并且增大翅片密度也可提高结构强度。因此，无论是从传热学还是机械强度的观点看，都希望使用短翅。事实上，在最终决定翅片的高度之前必须慎重考虑由于采用短翅和翅片密度的增加而引起的传热系数的降低以及潜在的污垢问题。

翅片分析过程中违反基本假设的影响：在 4.3.1.1 节中，给出了翅片传热分析的基本假设。下面列出的是矩形截面的直薄壁翅片在不符合基本假设第 5)～第 8)条时所产生的影响(Huang 和 Shah，1992)。

1) 当 $\eta > 80\%$ 时，翅的热导率有 10% 的线性变化，会使 η_f 升高或降低 1.7%，升高或降低分别决于翅片被加热还是被冷却。对于复合材料的翅片，低热导率层对翅片传热机理有重要的作用。由于霜冻所产生的绝缘层会使热流量大

幅减小，当 $\eta_f=96\%$ 时，大约会减小 8%。

2）在预测翅片传热中，传热系数不变的假设会使估算结果产生较大的误差。发现当 $\eta_f=90\%$ 和 80% 时，h 的线性变化会使 η_f 分别降低 6% 和 16%。事实上，由于给定传热表面的 h 是通过基于 η_f 的试验确定的，而这种 η_f 是在 h 为常数时得到的。这些假设对于换热器的设计过程是没有太大影响的，尤其是对于高 η_f 值，例如 $\eta_f>80\%$ 的情况。但是，当换热器的测试条件和设计运行条件有很大不同时，就必须要考虑 h 的不一致性对 η_f 所产生的影响。

3）当翅片效率 $\eta_f>60\%$ 时，环境温度 T_∞ 的变化，对翅片效率所产生的影响只有不到 1%，因此，这种影响可以忽略。

4）当翅片效率 $\eta_f>10\%$ 时，翅内部沿 L_f 方向上的轴向导热对翅片效率的影响只有不到 1%，因此，这种影响可以忽略。

5）翅基与翅片之间的热阻对于翅片传热的影响是很大的，因此，必须将这种影响降至最低甚至消除它。

必须强调一点，对于大多数的板翅式换热器而言，翅片效率一般保持在 80% 或者更高，更典型的是为 90% 或者更高。当翅片效率 $\eta_f=80\%$ 时，从对流传热的角度来考虑，就意味着这种翅材料的传热性能是原始表面的 80%；因此，也相当于浪费了 20% 的翅材料。典型的汽车散热器时速在 80～90km/h 时的翅片效率都在 95% 以上。如果保持较高的 η_f，如上面所讨论，用于翅片传热分析的绝大多数假设条件都是成立的。

4.3.2.3 环形翅和管翅表面

厚度均匀的环薄壁翅片。式(4.125)给出了这种翅片内部的温度场(如图 4.12 所示)，式(4.127)给出了通过翅基传递的热流量。这种翅片的表面积以及 q_{max} 分别为

$$A_f=2\pi(r_e^2-r_o^2) \tag{4.149}$$

$$q_{max}=2\pi(r_e^2-r_o^2)h(T_0-T_\infty)=2\pi(r_e^2-r_o^2)h\theta_o \tag{4.150}$$

其中，忽略了翅片端部的表面积，如果有需要的话可以加上。最后由式(4.129)的定义，翅片效率为

$$\eta_f=\frac{q_0}{q_{max}}=\frac{2r_oB_1}{m(r_e^2-r_o^2)} \tag{4.151}$$

其中，B_1 由式(4.128)给出。由于 B_1 包含 6 个 Bessel 函数，可以用简单手算的表达式计算出它们的近似值。表 4.5 给出了这些表达式，对于常见范围内的 $m(r_o-r_e)$ 和 r_e/r_o 用这些表达式所算出的近似值精度在 1% 以内。

如果环翅放射状的端部不是绝热的，而且翅端的换热量很小，可以将式(4.151)中的 r_e 用 $r_e+\delta/2$ 替换用 Harper-Brown 近似公式来计算。

尽管式(4.151)不是很明显，但是表4.5中的公式的综述表明了对于环形薄壁翅片且翅端绝热，有

$$\eta_f=\phi[m(r_e-r_o),r^*] \tag{4.152}$$

因此，图4.14所示的环薄壁翅片的 η_f 是 $m(r_e-r_o)$ 和 $r^*=r_e/r_o$ 的函数。注意，当 $r_e/r_o=1$ 时，环翅就变成了直翅。也注意到环翅的 η_f 与直翅的 η_f 相比要小一些。

对于图1.32所示的大多数几何形状的翅片，除了镶嵌式、锯齿式和线形翅之外，其翅片效率都可以由式(4.151)计算出来。那些带有槽和切口的翅片都可以看成是普通的环翅。镶嵌式和锯齿式翅片可以看作直翅，并且在表4.5的最后一栏里给出了 η_f 的计算式。线形翅可以看作针翅，用式(4.146)来计算 η_f，$l=(d_e-d_o)/2$ 和 m 由式(4.148)给出。对于环形管的平翅，顺排或交叉排布置的管道上的平翅的效率可以用当量环面法(equivalent annulus method)或者用更加精确的扇面法(sector method)来估算。根据管排的布置方式，首先确定理想化的绝热面的位置。在图4.16a和图4.16b中用虚线绘出了顺排和交叉排布置的管束的绝热面，在图中的管子周围呈矩形或六边形。在当量环面法中，管子周围呈矩形或

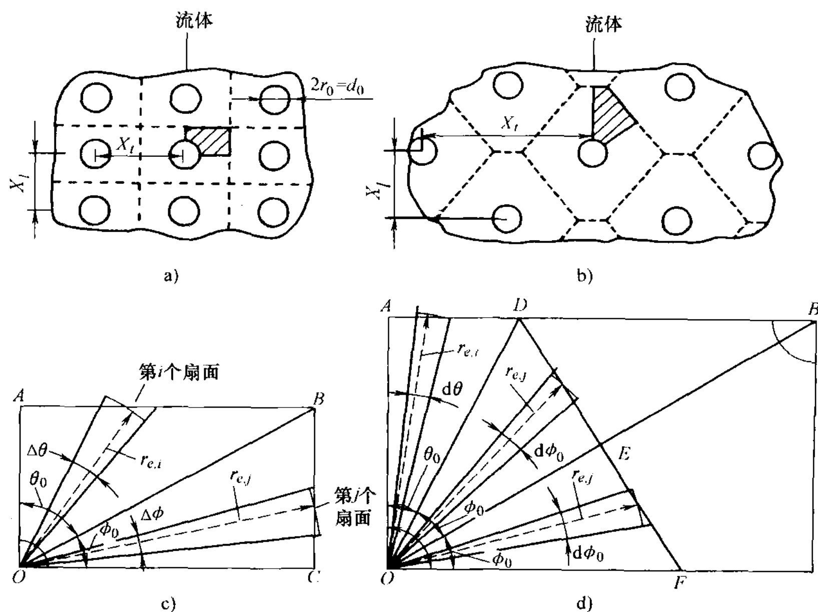


图4.16　不同管排布置方式和翅片分布及最小代表性扇区

a）顺排翅片分布　b）交叉排布置翅片分布

c）顺排布置的管子的翅片的最小代表性扇区

d）交叉排布置的管子的翅片的最小代表性扇区

六边形分布的翅片(如图4.16a和图4.16b所示)被假设成具有相同表面积的环形翅(如图4.12所示)。这种翅的效率可以由式(4.151)来计算。在扇面法中，图4.16a所示的翅片的最小代表性片断在图4.16c中给出，将其划分为OAB和OBC两部分。将OAB部分(具有包角θ_0)划分成m个等角($\Delta\theta=\theta_0/m$)片断。类似地，将OBC(具有包角ϕ_0)划分成n个等角($\Delta\phi=\phi_0/n$)片断。每个环形区域的外半径可以通过求取环域的当量面积来计算(Kundu和Das,2000)。因此，对于图4.16a和图4.16c所示的顺排管束有

$$r_{e,i}=\frac{X_l}{2}\left\{\frac{\tan(i\Delta\theta)-\tan[(i-1)\Delta\theta]}{\Delta\theta}\right\}^{\frac{1}{2}}\quad r_{e,j}=\frac{X_l}{2}\left\{\frac{\tan(j\Delta\phi)-\tan[(j-1)\Delta\phi]}{\Delta\phi}\right\}^{\frac{1}{2}} \tag{4.153}$$

如图4.16b所示的交叉排管束的最小代表性扇区在图4.16d中给出，我们将其划分为OAD和ODF两部分；并且将ODF二等分为ODE和OEF。将OAD部分(有包角θ_0)划分成m个等角($\Delta\theta=\theta_0/m$)片断。类似地，将ODE和ODF(每一部分都具有包角ϕ_0)划分成n个等角($\Delta\phi=\phi_0/n$)片断。在这里，OAD和ODE的第i和第j个片断的$r_{e,j}$和$r_{e,j}$分别给出，为

$$r_{e,i}=X_l\left\{\frac{\tan(i\Delta\theta)-\tan[(i-1)\Delta\theta]}{\Delta\theta}\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$r_{e,j}=\frac{\left[X_l^2+\left(\frac{X_t}{2}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}}{2}\left\{\frac{\tan(j\Delta\phi)-\tan[(j-1)\Delta\phi]}{\Delta\phi}\right\}^{\frac{1}{2}} \tag{4.154}$$

每一部分的翅片效率可以通过等截面环翅的式(4.151)来求取。一旦确定了每一部分的η_f，那么每个部分η_f表面积的加权平均数是整个翅片的η_f，如下所示。

$$\eta_f=\frac{\sum_{i=1}^{m}\eta_{f,i}A_{f,i}+a\sum_{j=1}^{n}\eta_{f,j}A_{f,j}}{\sum_{i=1}^{m}A_{f,i}+a\sum_{j=1}^{n}A_{f,j}} \tag{4.155}$$

其中，对于顺排管束(图4.16a)的OBC部分有$a=1$，叉排管束(图4.16d)中的两个相等片断ODE和OEF有$n=2$。这个近似值随划分的片断的数量而改善(m，$n\to\infty$)。但事实上，只需要少数几个片断就能达到期望的精度(例如1%以内)的η_f值。这种计算法有一个假设前提，就是仅在径向上存在热流，以及不考虑热阻的存在。因此，用扇面法计算出的η_f与实际中的平翅相比要低一些，是保守值。但是，用当量环面法计算出的η_f要比用扇面法计算出的值大很多，特别是在环形管道周围的翅片的几何形状与正方形相差越来越大的情况下，用这种方法计算的传热量是很高的。

4.3.3 翅片效能

翅片传热性能的另外一种度量就是翅片效能。它是通过翅基面的实际换热量

与将翅移走后通过该翅基面($A_{k,0}$)的换热量的比值。因此有

$$\eta_\varepsilon = \frac{q_0}{hA_{k,0}\theta_0} \tag{4.156}$$

这个概念对于图4.10中所示的前三种边界条件是有用的，尤其适用于端部绝热这种最常见的边界条件。在η_ε的定义中，是理想化状态如果移走翅片后翅基截面上的传热系数与原先翅片表面的传热系数是相等的。对于端部绝热的直薄壁翅片用式(4.134)定义的q_0表达式，与η_f相关的式(4.156)的η_ε为

$$\eta_\varepsilon = \frac{A_f}{A_{k,0}}\eta_f = \frac{2(L_f+\delta)l}{L_f\delta}\eta_f \approx \frac{2l}{\delta}\eta_f \tag{4.157}$$

其中，当$L_f \gg \delta$时，约等号成立。该方程对于无限长的翅片也是适用的。对于端部存在对流边界的翅片，同样可以用式(4.131)中的q_0推导出一个η_ε与η_f的关系式。

由式(4.157)可以得到如下结论：

1）当获得了η_f的表达式之后，可以获得η_ε的明确方程。当然，对于端部存在对流边界的薄壁翅片，需要将式(4.131)中的q_0代入式(4.156)，从而对式(4.157)作一些修改。

2）η_ε的值一般比较大。对于典型的汽车散热器，有$l \approx 3\text{mm}$，$\delta \approx 0.075\text{mm}$。因此，$\eta_\varepsilon \approx 75$。作为一种好的设计方案，$\eta_\varepsilon$至少大于2。

3）所有增大η_f的参数[见4.2.3.1节中式(4.137)的讨论]也能导致η_ε的增大，但l和δ除外。注意，l的增大会导致ml的增大，以及η_f的降低。但是，在百分率基准上η_f减小的程度远不及l增大的程度。由于η_ε与l是成直接正比的，因此，η_ε会随着l的增大而直线上升。如上所述类似地，δ的增大会导致η_f的增大，但是这种影响同样是很小的。而由式(4.157)可见η_ε与δ是成反比的。因此，全部的η_ε会随着δ的减小而增大。所以，η_ε会随着l和k_f的增大而增大，而且也会随着δ和h的减小而增大。

4.3.4　扩展表面效率

扩展表面换热器中的翅片是用焊接、粘接、机械连接或挤压的方法安装在管束的主表面上的，如图4.17a所示的板翅式换热器的一部分。在板翅式换热器中，翅片间的空间要足以保证得到期望的流体流速(这一过程产生的压降要在允许压降范围内)，以及最小的结垢的潜势。翅片间所暴露出的主面积为A_p，如图4.17a所示。在大多数的管翅式设计方案中，原始表面以及翅片(二次表面)都暴露在周围流体中，如图4.17b所示。用“扩展(或总体)表面效率”η_o来衡量该扩展表面的传热性能。η_o定义为

$$\eta_o = \frac{q_{total}}{q_{\max}} = \frac{q_p + q_f}{h(A_p + A_f)(T_0 - T_\infty)} \tag{4.158}$$

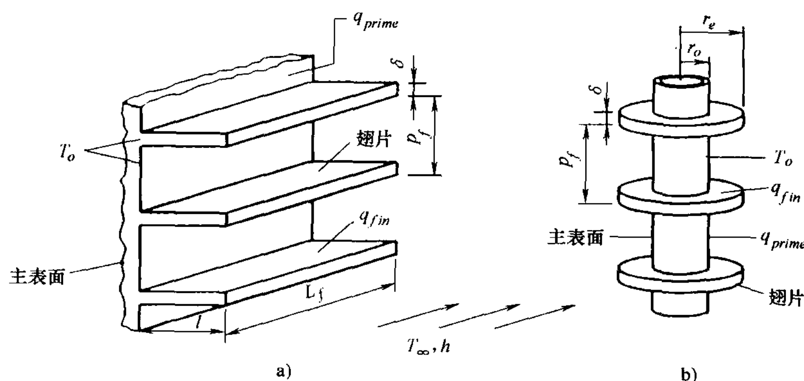


图 4.17 扩展表面换热器(摘自 Incropera 和 DeWitt,2002)
a) 板翅 b) 环翅

在这个方程中 q_{max}的定义与在主面上有附加的传热元件的端部绝热的翅片的方程式(4.130)中的定义相同。我们将所有翅片表面的 A_f 和 q_f($=q_0$)总值重新定义;用所有的翅片表面来代替单个的,也用 A_f 和 q_f 的值将 η_f 重新定义。而且,式(4.158)中的 A_p 代表换热器中一种流体侧的总的主表面积。在式(4.158)中,原始表面与翅表面的传热系数理想化为是相等的。那么,总的传热量 q_{total}可以由下式确定。

$$q_{total}=q_p+q_f=hA_p(T_0-T_\infty)+hA_f\eta_f(T_0-T_\infty)=h(A_p+A_f\eta_f)(T_0-T_\infty) \tag{4.159}$$

将式(4.159)代入式(4.158)并化简得

$$\eta_o=1-\frac{A_f}{A}(1-\eta_f) \tag{4.160}$$

其中,$A=A_p+A_f$。注意,在式(4.159)中,我们将主表面的 η_f 考虑为 $\eta_f=100\%$。因此,有(对于任意有限肋长 l,有 $\eta_o>\eta_f$。当 $l\to 0$ 时,$\eta_o\to\eta_f$)

$$\eta_o\geqslant\eta_f \tag{4.161}$$

而且

$$q_{total}=\eta_o hA(T_o-T_\infty) \tag{4.162}$$

在式(4.159)的推导过程中,我们忽略了翅片的连接热阻,这种热阻当翅片用机械连接的方法安装到管子上时就会出现。图 4.18 表示出了这种扩展表面中的传热回路。在这里,h_{cont}表示连接传热系数(contact conductance),$A_{k,o}$表示所有的翅片在翅基处的截面积。回路中该扩展表面的总热阻可以表示为

$$\frac{1}{R}=hA_p+\frac{1}{\dfrac{1}{h_{cont}A_{k,o}}+\dfrac{1}{\eta_f hA_f}}=hA_p+\frac{1}{\dfrac{1}{h_{cont}A_{k,o}}+R_f} \tag{4.163}$$

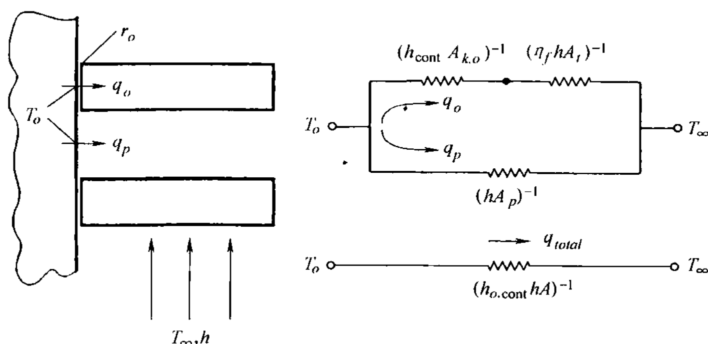


图 4.18　具有有限接触热阻的扩展表面的热循环(摘自 Incropera 和 DeWitt,2002)

如果连接热阻 $1/h_{cont}$ 为零，则有

$$R_t = \frac{1}{hA_p + \eta_f hA_f} = \frac{1}{\eta_o hA} \tag{4.164}$$

因此，R_t 表示翅片与主表面之间的连接热阻。如果我们要考虑这连接热阻，式(4.164)中的 η_o 不是由式(4.160)给出的，需要做以下修改。

$$\eta_{o,cont} = 1 - \frac{A_f}{A}\left(1 - \frac{\eta_f}{C_1}\right) \tag{4.165}$$

其中，

$$C_1 = 1 - \frac{\eta_f hA_f}{h_{cont}A_{k,o}} \tag{4.166}$$

式(4.164)中的热阻项用于式(3.23)中热流体和冷流体侧的热阻 R_h 和 R_c。必须强调一点，在热阻方程[例如式(3.24)]中出现的是扩展表面效率 η_o 而不是 η_f。在研究文献中，η 有时用于 η_o，并且它是指的翅片效率，虽然实际上它是扩展面积效率。

在一些行业中，通常用有效表面积 A_{eff} 来代替扩展表面效率，定义为

$$A_{eff} = A_p + \eta_f A_f = \eta_o A \tag{4.167}$$

于是有

$$q = hA_{eff}(T_o - T_\infty) \tag{4.168}$$

4.4　管壳式换热器的附加考虑问题

在设计管壳式换热器的过程中，任何一种基本设计法(ε—NTU, P—NTU, 平均温差法, ψ—P 和 P_1—P_2 法)都可以使用。但是，某些换热器的结构特征会使 3.2.1 节中所列的第 11)，第 12)和第 14)条假设无效。本节主要讨论由旁通、

泄漏、流道面积的不均等以及有限数量折流板等因素对平均温差分析法所造成影响。

4.4.1 壳侧流体的旁通和泄漏

传统的管壳式换热器都安装分段折流板。在这种换热器中，由于流体的一部分通过必须的结构余隙从管束间中旁流，壳侧流体的流动状态是十分复杂的。所以，这种管壳式换热器，使用传统的传热关联式和平均温差法都不能预测出实际的性能。为了便于理解，我们首先讨论壳侧流体的流动现象，然后简单的介绍两种目前用于衡量换热器性能的方法——流型分析法和 Bell-Delaware 法。

4.4.1.1 壳侧流体的流动形态

折流板的主要功能是在流体流动过程中造成交叉流(正常流动到管子)，以获得较高的传热系数从而提高传热性能，但是在传统的管壳式换热器中，这个目标却不易实现。这是因为，换热器需要许多结构上的余隙，而壳侧的流体会通过这些余隙泄漏或旁通，或者没有流过管子(换热面)。与折流板有关的三个余隙就是管子与折流板间的孔隙(tube-to-baffle hole clearance)，管束与壳体之间的余隙以及折流板与壳体之间的余隙。在多程单元中，由于管束布局分隔物的存在，很容易形成交叉流从而造成旁通流道。

由于壳侧流体的流阻是变化的，因此壳侧流体流动会分成一些局部流(partial stream)，如图 4.19 所示。这种流动模型最初是由 Tinker 提出来，后经过 Palen 和 Taborek 修改，适用于分段式折流板换热器。

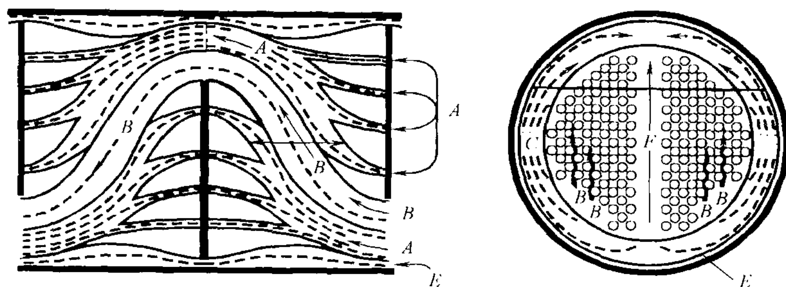


图 4.19 壳侧流体的分布以及各种流体的划分

下面将图 4.19 中所示的各种流型对换热器热效力的影响顺序分列出来。

1) B 股流体：连续空腔之间交叉流在管子上方(如果安装了翅片的话，也有包括翅片)。这种流动形式是一种理想的状态，对所有传热和压降都是完全有效的。

2）A 股流体：这是一种管子与折流板间的孔泄漏流，它是在管束与折流板上的管孔之间的环状空隙中流动。这种流动形式是由折流板两侧的压力差所造成的。由于环域空间内的传热系数非常高，这种流动形式也可以被看成完全有效。

3）C 股流体：这是一种管束与壳体之间的旁通流，它在管束与壳体之间的环域中流动。由于结构强度的要求，不能将管孔开在紧靠管板边缘的位置，这就造成了旁通流区域的存在。C 股流体在折流板隔成的连续折流板空腔内流动。这种流动仅是部分有效的，也就是那些靠近周围的管子有效。

4）E 股流体：这是一种折流板与壳体之间的泄漏流，它在折流板边缘与壳体之间的间隙中流动。由于它不与任何管子接触，因此，这种流动形式对于传热很少有效，特别是对于层流流动的流体。

5）F 股流体：这是一种由管程分隔物所造成的旁通流，在多流道换热单元中，它在管程分隔物所形成的通道中流动。由于接触到的每单元体积的传热面积较少，这种旁通流的有效性较 A 股流体要差一些，但是要比 C 股流体的有效性稍微高些。之所以把它列在最后是因为并不是所有的换热器都具有两个或两个以上的流道。

4.4.1.2　壳侧每种流态的流动百分数

由于在换热器中每一股流体从入口到出口的总压降是相同的，因此，壳侧的每一股流体都有一个流动分数。每一股流体都会经历不同的加速、减速以摩擦过程，会用不同的途径影响传热性能。

在使用折流板的管壳式换热器的设计过程中，大多数的（大约 80%）流体应该是交叉流动（B 股流体）。但是，这在实际应用中几乎不能实现。由于折流板之间的空间非常狭小，这就使得 B 股流体具有较高的 Δp，进而使流体流动形式更多地转变为 A、C 和 E 三种流动状态。如果 B 股流体的计算值低于规定值，就应检查折流板的几何形状以及各种余隙了。

由于从传热的角度出发 A 股流体是比较有效的。在折流板隔成的空间非常狭小的情况下，如果它的流动百分数比较大，就没有必要再去关注它。如果管子与折流板间的孔隙被污垢所阻塞，壳侧的压降就会明显增大。A 股流体的流动百分数通常会随着多段折流板数量的增加而减小。

由于 C 和 F 两种流态仅是部分有效的，所以管束的设计应该使每股流体的流动百分数最小化，使其低于 10%。要想达到这种效果就必须使用密封装置。

E 流态与传热区域没有任何接触，因此从传热的角度，它是无效的。它与其他流体的混合也是非常有限的。由于折流板与壳体之间的余隙是由 TEMA 标准所规定的，如果 E 型流体的流动百分数的计算值过高（15%或更高），设计者就应该考虑用多段折流板来代替单段折流板。这是因为，对于多段折流板的换热器，其壳侧具有较低的压降，因此也就能够得到更多的 B、A 和 C 型流体。

根据大量的测试数据，Palen 和 Taborek 总结归纳了各种流态的流动分数，见表4.6。从这个表中会很惊讶地发现，在某些换热器中 B 股流体所占的比例仅为所有流体的10%。即便是在比较好的设计方案中，湍流流动下 B 股流体所占的比例也仅为所有流体的65%。因此，用传统的平均温差法所预测出的换热器性能通常是不精确的。所以，对于不同的换热器布置方式，没有必要去计算平均温差修正系数 F 的精确值。

表4.6 各种壳侧流体占总流体的百分数 (%)

流体分类	紊流	层流	流体分类	紊流	层流
交叉流流体 B	30 ~ 65	10 ~ 50	管束与壳体间的旁通流 C	15 ~ 33	30 ~ 80
管子与折流板间的泄漏流 A	9 ~ 23	0 ~ 10	折流板与壳体间的泄漏流 E	6 ~ 21	6 ~ 48

4.4.1.3 Bell-Delaware 法

在这种方法中，通过确定相应的流动区域和流动阻力来求得壳侧每股流体的流动百分数。对目前的每股流的理想交叉流的传热系数用修正系数来修正。Bell于20世纪50年代在 Delaware 大学对直径为200mm 的 TEMA 标准的 E 型壳体换热器进行了试验并获得了大量的数据，并根据这些试验数据总结出了一些修正系数。壳侧的传热系数 h_s 定义为

$$h_s = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \tag{4.169}$$

其中，h_{id}为纯交叉流流体(B 股流体)的传热系数，它是由壳体中心线附近的流体的雷诺数计算出来的。J_c 为折流板配置的修正系数，并且在折流板隔成的窗口内考虑了它对传热的影响。J_l 为板间泄漏效应的修正系数，在计算壳体—折流板(E 型流)和管子—折流板孔(A 型流)泄漏时要考虑其影响。J_b 为折流板与流道分隔物所造成的旁通流(C 型和 F 型流态)的修正系数，它主要取决于旁通流道的面积以及密封条的数量。J_s 为折流板空间的修正系数，它的值在换热器的出、入口处要比在中间部分稍大。J_r 为层流层(低雷诺数)中的不利的温度梯度的修正系数。将用式(9.50)来对这些修正系数作进一步的讨论，它们所产生的影响将在9.5.1.1 中讨论。表9.2 所示为这些修正系数的方程式。

4.4.1.4 流型分析法

在管壳式换热器的设计过程中，用传统的平均温差法无法来确定实际的换热量。这是因为，在换热器的壳侧存在着交叉流、泄漏以及旁通等；在使用平均温差法分析法时，将泄漏流和旁通流理想化地考虑为零。每一部分流体流经不同的流道就会造成不同的传热量，以及产生不同的温度场，这都取决于流体的混合程度。

图4.20 中给出了考虑到管侧流体以及壳侧流体流动的多样性的温度分布的描述。壳侧出口温度 $T_{s,o}$代表这些流体的混合平均温度，它取决于每股流体的热

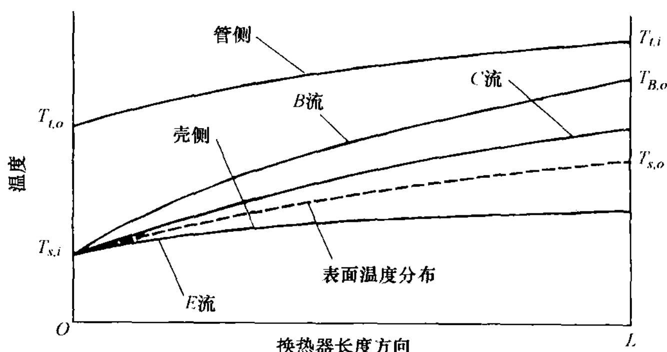


图4-20　单流道TEMA　E型壳体换热器壳侧流体的温度场(摘自 Palen 和 Taborek,1969)

传递效率以及热容量。但是，$T_{s,o}$主要用于计算对数平均温差 $T_{B,o}$(B 型流体出口温度)定义为交叉流对热传递促进的潜在能力。

由于这种温度场与理想化的温度场(B 型流体)不同，在计算真正的平均温差时就应考虑它产生的影响。为了能够由 ΔT_{lm}得到 ΔT_m，Palen 和 Taborek 提出了一个修正系数 δ_s，它是附加在系数 F 的基础上的一个差值系数。如下所示。

$$\Delta T_m = \delta_s F \Delta T_{lm} \tag{4.170}$$

于是有

$$q = UA\Delta T_m = UA\delta_s F\Delta T_{lm} \tag{4.171}$$

理论上讲，如果能确定这些因子，就有可能根据每股流体的流体分布以及理想化的混合效率推导出 δ_s 的表达式。Palen 和 Taborek 推导出的 δ_s 的经验表达式为

$$\delta_s = \phi\left(F_E, \frac{T_{t,i} - T_{s,o}}{T_{s,o} - T_{s,i}}, Re\right) \tag{4.172}$$

其中，F_E 为折流板与壳体之间泄漏流所占的百分数，Re 为交叉流的雷诺数，温度的下角标 t 和 s 分别表示管侧和壳侧流体。他们发现在大多数换热器中，F_E 是流体百分数 δ_s 的唯一的重要影响因素；在换热器中，其他的流态都与交叉流混合。在雷诺数比较高的情况下，折流板与壳体之间泄漏流会有较好的混合，Re 越大，δ_s 就越均一。图4.21 所示为低雷诺数时 δ_s 的定性的规律；δ_s 会随着 F_E 增大及$(T_{t,i} - T_{s,o})/(T_{s,o} - T_{s,i})$的减小而减小。Palen 和 Taborek 发现 δ_s 在0.4 到1.0 的范围内变化。因此与 F 相比，δ_s 是一个较大的修正系数，因此可以推出折流板与壳体之间的余隙的可能的最小值。

在流型分析法中，首先，将认为每种流体的总压降相同，然后把每一股流体的流体百分数计算出来。下一步，将热传递效力分配给每股流体并且推导出合适

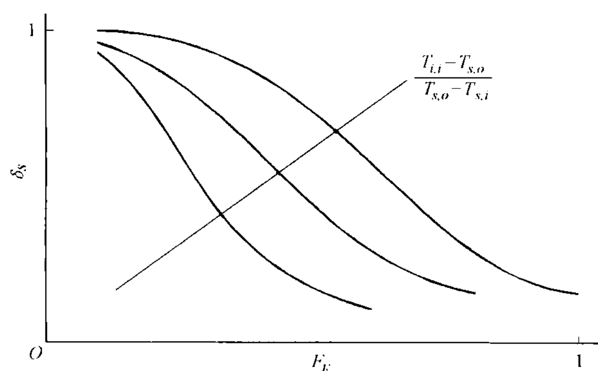


图 4.21 作为折流板与壳体间泄漏流的流体百分数与温度比值的函数的温度失真修正系数 δ_s 的分布图(摘自 Palen 和 Taborek,1969)

的修正系数。最后，用式(4.171)作为总量方程来进行计算计校核。

4.4.2 个别换热器流道中不等传热面积

对于多流道换热器，在不同的流道中有不同传热面积对于换热器性能的优化是非常好的。例如，在一个流道中是逆流的两种流体，而在另外一个流道中为顺流的两种流体，在给定总传热面积的前提下，如果能够使顺流通道中的传热面积保持最小，那么整体换热性能就会有较大的提高。

Roetzel 和 Spang 已经对顺流流道和逆流流道具有不等传热面积的流程布置为 1-2、1-3 以及 1-n($n\geqslant4$ 且为偶数)TEMA E 型壳体的换热器，或者是对固定封头或浮头式的换热器进行了分析。对于 1-2 TEMA E 型壳体换热器，他们得到了管侧流体的 P_t、NTU_t 以及 R_t 的表达式。

$$\frac{1}{P_t}=\nu+R_t+\frac{1}{NTU_t}\frac{m_1e^{m_1}-m_2e^{m_2}}{e^{m_1}-e^{m_2}} \tag{4.173}$$

其中，

$$m_1,\ m_2=\frac{NTU_t}{2}\{\pm[(R_t+2\nu-1)^2+4\nu(1-\nu)]^{\frac{1}{2}}-(R_t+2\nu-1)\} \tag{4.174}$$

$$\nu=\frac{NTU_{pf}}{NTU_t}\quad R_t=\frac{C_t}{C_s} \tag{4.175}$$

这里，NTU_{pf}代表顺流通道管侧的 NTU，而 $NTU_t(=NTU_{pf}+NTU_{cf})$为换热器管侧总的 NTU。

对于 1-n(n 为偶数)型换热器，当 $NTU_t\leqslant2$ 且 ν 不接近于零时，式(4.173)是一种非常有效的近似计算式。当 ν 趋近于零时，Roetzel 和 Spang 也给出了合适

的计算方程。Roetzel 和 Spang 对 1-3 以及 1-n(n 为偶数)型具有不等传热面积的换热器的计算方程也进行了研究。由上面的讨论结果所引出的结论如下所示。

1）正如我们所期望的，对于给定的 P 和 R，当 $K>1.0$ 时，系数 F 的值要较 $K=1$(平衡流道)时大，其中，$K=(UA)_{cf}/(UA)_{pf}=(1-\nu)\nu$，式中的下角标 cf 和 pf 分别代表顺流和逆流流道。

2）对于规定的 F(或 NTU)以及 R，P 随 R 的增大而增大。

3）当 P、R 和 K 为一定值时，1-2 型换热器的 F 因子要比 1-4 型换热器的高。

4）随着流道数量的增加，F(或 P)逐渐接近于两种流体混合的叉流式换热器的 F(或 P)的值，这时，不均衡流道的有利点逐渐消失。

5）虽然没有详细的推导，与 $K=1$ 的换热器相比，UA 不均衡(也就是 $K>1.0$ 的情况)的换热器管侧的总压降要高一些，而且其管侧的传热系数 h 要低些。

由于这些分析都是基于 $K=U_{cf}A_{cf}/U_{pf}A_{pf}$的，这就意味着，不仅管程传热面积分布不均所产生的影响能被考虑进来，而且不均衡的管侧的整体传热系数也能被考虑进来。在这里要强调一点，如果适当地说明，4.2 中所讲到的不一致 UA 所产生的结果也可以应用到不同流道中的不等传热表面的情况中。如前面所讲，对于流道内等传热面积的情况，可以用较高的 $K=U_{cf}/U_{pf}$的值来提高换热器的性能。因此，当加热流体时，壳侧入口接管应该安装在固定封头上，而当冷却流体时，壳侧入口应该安装在浮头上。这是因为较高的温度就意味着较高的传热系数。需要强调一点，U_{cf}和 U_{pf}代表了顺流和逆流管路的 U 的平均值，但不是流体的出、入口处的 U 值。

4.4.3 有限数量的折流板

3.2.1 中的第 12)条假设所使用的折流板的数量是非常巨大的，甚至可以假设其为无穷大。在这种假设条件下，折流板间隔内的流体的温度变化与整个换热器壳侧流体的总温度变化相比是非常小的。因此，我们可以将壳侧流体在每个截面上(沿壳体轴向上)看成是均匀的(充分混合)。用于求解换热器效率的平均温差的修正系数，是在单相流体换热器的模式下推导出来的。在实际应用中，使用了有限数量的折流板，并且上面所述的各种条件只有一小部分可以实现。Shah 和 Pignotti 已经做了综合评论，而且得到了一些新的合适的结果。他们得到了下列特定的折流板的数量的结果，其有限数量的折流板对换热效率的影响不超过2%。

1）$N_b\geqslant 10$，对 1-1 TEMA E 型壳体逆流式换热器。

2）$N_b\geqslant 6$，对 $NTU_t\leqslant 2$，$R_s\leqslant 5$ 的 1-2 TEMA E 型壳体换热器。

3）$N_b\geqslant 9$，对 $NTU_t\leqslant 2$，$R_s\leqslant 5$ 的 1-2 TEMA J 型壳体换热器。

4) $N_b \geq 5$，对 $NTU_t \leq 3$，R_s 为任意值的 1-2 TEMA G 型壳体换热器。

5) $N_b \geq 11$，对 $NTU_t \leq 3$，R_s 为任意值的 1-2 TEMA H 型壳体换热器。

对于 1-n TEMA E 型壳体换热器，换热器效能主要取决于折流板的数量和管程数的联合影响，Shah 和 Pignotti 对此作了讨论。

综述

很多假设条件都是用来简化复杂的换热器设计问题的，从而获得 ε—NTU、平均温差和 p—NTU 法中所需要的各种参数。本章提供了足够的信息来拓宽这些假设条件。这些信息包括：对于管壳式换热器，考虑壁面轴向导热效应的设计方法、局部传热系数的变化以及特定的影响(包括旁通流、泄漏流、流道内传热面积不均衡以及有限数量的折流板)。对于有扩展表面换热器，必须仔细完成确定扩展表面的翅片效率。本章为工业中用的换热器中的大量重要的扩展表面问题提供的足够详细的说明。彻底的理解本章以及第 3 章中所出现的各种概念和结果，对于工业换热器的评估、尺寸计算以及分析提供了良好的基础。

参考文献

REFERENCES

Bell, K. J., 1988, Delaware method for shell-side design, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 145-166.

Colburn, A. P., 1933, Mean temperature difference and heat transfer coefficient in liquid heat exchangers, *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 25, pp. 873-877.

Huang, L. J., and R. K. Shah, 1992, Assessment of calculation methods for efficiency of straight fins of rectangular profile, *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 13, pp. 282-293.

Incropera, F. P., and D. P. DeWitt, 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4th ed., Wiley, New York.

Kays, W. M., and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

Kraus, A. D., A. Aziz, and J. R. Welty, 2001, *Extended Surface Heat Transfer*, Wiley, New York.

Kroeger, P. G., 1967, Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial heat conduction effects, *Adv. Cryogen. Eng.*, Vol. 12, pp. 363-372.

Kundu, B., and P. K. Das, 2000, Performance of symmetric polygonal fins with and without tip loss—a comparison of different methods of prediction, *The Canadian J. Chem. Eng.*, Vol. 78, pp. 395-401.

Palen, J. W., and J. Taborek, 1969, Solution of shell side flow, pressure drop and heat transfer by

stream analysis method, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.* 92, Vol. 65, pp. 53-63.

Prasad, B. S. V., 1996, Fin efficiency and mechanisms of heat exchanger through fins in multi-stream plate-fin heat exchangers: formulation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 419-428.

Roetzel, W., 1974, Heat exchanger design with variable transfer coefficients for crossflow and mixed arrangements, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 17, 1037-1049.

Roetzel, W., and B. Spang, 1989, Thermal calculation of multipass shell and tube heat exchangers, *Chem. eng.*, *Res. Des.*, Vol. 67, pp. 115-120.

Roetzel, W., and B. Spang, 1993, Design of heat exchangers, Sect. Cb, Heat transfer, *VDI Heat Atlas*, VDI-Verlag, Dusseldorf, Germany.

Shah, R. K., and A. L. London, 1978, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Supplement 1 to *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York.

Shah, R. K., 1981, Compact heat exchanger design procedures, in *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakaç. A. E. Bergles and F. Mayinger, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 495-536.

Shah, R. K., 1983, Heat exchanger basic design methods, in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, S. Kakaç, R. K. Shah and A. E. Bergles, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC., pp. 21-72.

Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchanger basic thermal design methods, in *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2nd ed., W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganić, eds., McGraw-Hill, New York, pp. 4-1 to 4-77.

Shah, R. K., and A. Pignotti, 1997, The influence of a finite number of baffles on the shell-and-tube heat exchanger performance, *Heat Transfer Eng.*, Vol. 18, No. 1, pp. 82-94.

Shah, R. K., and D. P. Sekulić, 1998, Nonuniform heat transfer coefficients in conventional heat exchanger design theory, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 520-525.

Tinker, T., 1951, Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers, *General Discussion on Heat Transfer*, Proc. Institution of Mechanical Engineers, London, UK, pp. 89-116.

习题

以下为多项选择题，请选择一个或多个正确答案。简短解释你的答案。

4.1 对于不均匀 U 的真实平均温差的定义为

A. $\Delta T_m = \frac{1}{A}\int_A \Delta T \mathrm{d}A$ B. $\Delta T_m = \frac{1}{q}\int_q \Delta T \mathrm{d}q$ C. $\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{1}{q}\int_q \frac{\mathrm{d}q}{\Delta T}$

4.2 交叉流换热器中的平均传热系数 $\overline{\overline{U}}$ 可精确定义为

A. $\overline{\overline{U}} = \frac{h_i + h_0}{2}$ B. $\overline{\overline{U}} = \frac{1}{A}\int_A U \mathrm{d}A$ C. $\frac{1}{\overline{\overline{U}}} = \frac{1}{A}\int_A \frac{1}{U}\mathrm{d}A$

4.3 纵向壁面导热效果对于下列哪个选项更为重要

A. 管壳式换热器 B. $C^* \approx 0$ 的冷凝器 C. $C^* \approx 1$ 的蓄热器 D. 顺流换热器

4.4 下列选项中随纵向热传导的增加而增加，从而导致逆流换热器换热效果损失的是

A. λ 的减小 B. C^* 的增加 C. NTU 的增加

4.5 文中对翅片的分析适用于

A. 大的方形截面的翅 B. 小的圆形界面的翅

C. 变化的传热系数 D. 翅片上有限的纵向热传导

4.6 下面为适用于薄壁翅片的能量微分方程

$$\frac{d^2T}{dx^2}+\frac{d(\ln A_k)}{dx}\frac{dT}{dx}-m^2(T-T_\infty)=0$$

此方程适用于的薄壁翅片的截面为

A. 三角形直翅片 B. 凹抛物线形翅片

C. 矩形等截面翅片 D. 圆形等截面翅片

4.7 翅片效率取决于

A. 翅片几何形状 B. 热流大小 C. 翅片基部温度

D. 翅片材料 E. 环境温度 F. 传热系数

G. 翅端边界条件

4.8 翅片效率 $\eta_f=\tanh(ml)/ml$ 是针对等截面直薄壁翅片以及

A. 翅片基部具体热流及绝热翅端 B. 翅片基部具体温度及有传热的翅端

C. 翅片基部的温度及绝热翅端 D. 以上均不是

4.9 对于具体的 k_f，h，h_e，A_k，P 和 l，按翅片效率从大到小的顺序排列下面三种薄壁翅片。

A. 长翅片，$l\to\infty$ B. 翅端绝热的翅片 C. 翅端有限传热的翅片

4.10 板翅式换热器装翅表面侧的总表面效率为 $\tanh(ml)/ml$。

A. 正确 B. 错误

C. 取决于翅片集合形状 D. 取决于边界条件

4.11 翅片效率随下列哪个选项的增加而增加。

A. 翅片高度的增加 B. 传热系数的增加

C. 翅片材料热导率的增加 D. 翅片厚度的增加

4.12 判断对错(对的句选 T,错的句选 F)

A. T F 总体扩展表面效率要始终比板翅式换热器的效率高。

B. T F 仅有翅片高度差别的情况下低翅片管的翅片效率比高翅片管的高。

C. T F 翅片效率由参数 ml 定义，其中 $m=(2h/k\delta)^{1/2}$。方程中 k 为流经翅片表面的流体的热导率。

D. T F 在同等流速的水中的给定翅片的翅片效率高于在空气中的翅片效率。

E. T F 对于给定几何尺寸和厚度的翅片，采用不锈钢材质时的翅片效率要高于采用铜材时的翅片效率。

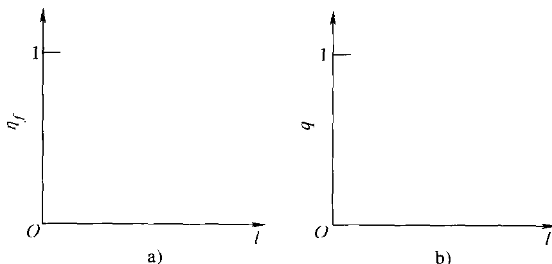
F. T F 翅片的厚度增加一倍，其翅片效率大小也将增加一倍。

G. T F 尽管结垢会显著增加主要和次要表面的热阻，但其对翅片效率 η_f 没有显著影响。

4.13　可以给空气流经的管束中管道的外表面安装针形翅片。管内的水流速足够大，并可使其处于湍流状态，所以 $h_{水} \gg h_{空气}$。

① 画出翅片效率 η_f 作为翅片长度 l 的函数在给定 m 值时的变化曲线（图习题4.13a）。

② 对于固定的水和空气温度。画出总传热率作为翅片长度函数的曲线（图习题4.13b）。



图习题4.13　坐标草图

4.14　对于平直翅片换热器 A 和交叉列翅片换热器 B，在总表面积、迎风面积、自由流动区域和流量相等的情况下，哪一个的翅片效率更高？

A. A　　B. B

4.15　塑料的热导率大约为铝的千分之一，如果一个6mm高的铝制翅片的翅片效率为95%，要达到相同95%翅片效率的类似（相同厚度和横截面）塑料翅片的高度需要

A. 6mm　　B. 0.006mm

C. 0.2mm　　D. 0.5mm

E. 说不清

提示：不要计算翅片效率。假设传热系数恒定并且相同。

4.16　在管壳式换热器中，下列流动对从热流体向冷流体的实际传热影响较小的是

A. 主交叉流动　　B. 折流板和壳体间的漏流

C. 管和折流板间的泄漏流　　D. 以上全是

E. 以上全不是

4.17　以下量纲为一参数的范围为0～1的是

A. λ　　B. $(\eta_o hA)^*$　　C. κ

D. η_f　　E. η_ε　　F. η_o

4.18　下列陈述中哪个是正确的。

A. $\overline{\overline{U}} \geqslant \overline{U}$　　B. $\varepsilon_{\lambda=0} \geqslant \varepsilon_{\lambda\neq0}$　　C. $\eta_o \geqslant \eta_\varepsilon$

D. $\eta_f \geqslant \eta_\varepsilon$　　E. $R_t \geqslant R_f$　　F. $h_s \geqslant h_{id}$

4.19　管壳式换热器设计中的贝尔-台华法（Bell-Delaware method）被用来

A. 确定壳侧传热系数和压力降　　B. 确定管侧传热系数和压力降

C. 确定需要的管程数　　D. 确定需要的壳程数

问答题

4.1　一台逆流陶瓷车辆燃气透平回流换热器运行在以下条件下：空气和燃气入口温度分

别为 234℃和 730℃，流量分别为 0.57kg/s 和 0.59kg/s，并且其总体传热系数和传热面积之积为 6650W/K。其纵向导热面积为 0.3226m²，核心长度 101.6mm。计算有无纵向壁面导热时空气和燃气的出口温度。空气和燃气的比热容分别为 1.08kJ/(kg·K)和 1.09kJ/(kg·K)，陶瓷材料的热导率 k_w 为 3.12W/(m·K)。讨论结果。

4.2 在传统的 ε—NTU 或 F—P 理论中，整个换热器内每侧流体的传热系数都被看为恒定且均匀的(进出口的算术平均值)。如果换热器很短并且有相当的热入口段效应，传热系数可能会随沿着流动方向变化。本例的目的在于研究如入口段效应对整体传热系数的影响。考虑一个双管逆流薄壁换热器，可以忽略管壁热阻，在两侧流体区域内均无翅片。在管侧，入口端和出口端的传热系数分别为 100W/(m²·K)和 30W/(m²·K)。与之类似的，环形侧入口端和出口端的传热系数分别为 30W/(m²·K)和 100W/(m²·K)。

① 用通常算术平均值的方法计算各侧流体的传热系数。之后确定综合传热系数(平均值叠加)。

② 逐个计算换热器两端(入口和出口)的局部综合传热系数。假设局部的综合传热系数从换热器的一端到另一端按线性变化，确定综合传热系数的积分平均值。

③ 比较以上两个 U 的值(叠加平均值和积分平均值)增加或减少的百分比。

④ 讨论计算结果。解释物理原因。

4.3 热量通过 0.305m×0.305m 的黄铜壁[热导率 77.9 W/(m·K)]从水传向空气。计划增加矩形截面直翅片。翅片尺寸为厚 0.76mm，长 25.4mm，每个相隔 12.7mm。水侧和空气侧的传热系数分别为 170W/(m²·K)和 17W/(m²·K)。

① 确定如果翅片只安装在空气侧(i)和只安装在水侧(ii)时的 η_f 和 η_o。

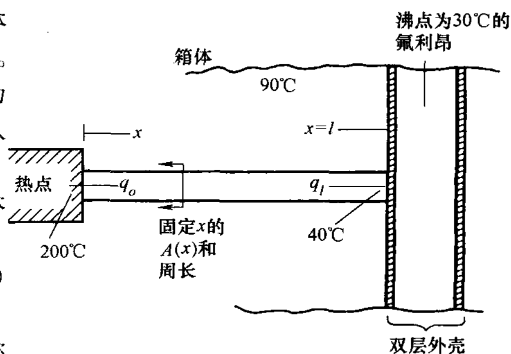
② 计算翅片安装在空气侧(i)、水侧(ii)和两侧(iii)时的传热增加率。如果你只是考虑使热阻更平衡，你会将翅片添加到哪侧？为什么？在计算 η_f 时认为壁厚方向没有温差，翅片尖端绝热。

4.4 用一个铜棒来冷却一个在风冷电子元件箱体内的热点(图问答题 4.4)。箱体外壳有两层，中间有沸点为 30℃的氟利昂作为箱体内产热的热沉。箱体内的环境温度为 90℃。因为接触良好，铜棒与壁面接触面的温度为 40℃。分析的最终目的是确定 q_o 和 q_l，流入和流出铜棒的热量。为此做如下工作：

① 画出你设想的 $T(x)$ 是如何随草图和本题中其他温度变化的。

② 用热回路分析从基本假设中得出 $T(x)$ 适当的微分方程，明确地表示出边界条件。

③ 写出此微分方程的一个通解并指出你怎样为此实际问题将其减小。



图问答题 4.4 电子元件箱示意图

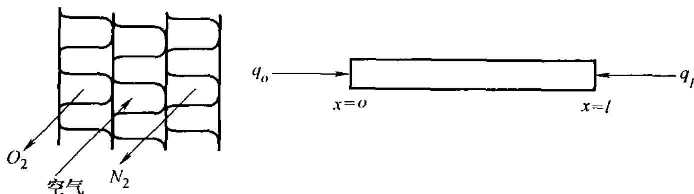
④ 给出基于你自己的微分方程和边界条件的 $T(x)$ 解，你怎样求 q_o 和 q_l？

4.5 在一个低温多股流换热器中，普遍在板间布置交叉列翅片。相邻通道中不同流体有着不同的传热系数和温差($T_h - T_c$)流动。考虑如图问答题 4.5 所示的一个典型翅片高度 l。可

以得到翅片中的温度分布如下。

$$T - T_{\infty} = \frac{q_o \cosh[m(l-x)] + q_l \cosh mx}{k_f A_k \sinh ml}$$

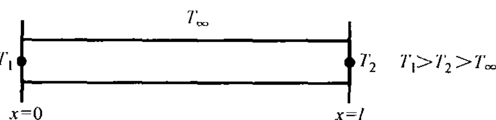
x 值表示板中位置，对于在真实温度梯度 $dT/dx=0$ 时的 q_o 和 q_l，m 和 l。证明 $x=l/2$ 处 $q_o=q_l$。



图问答题 4.5　典型翅片示意图

4.6　替换 4.5 题中的边界条件，考虑如图问答题 4.6 所示薄壁翅片。可得此翅片中温度分布为

$$\frac{T-T_{\infty}}{T_1-T_{\infty}} = e^{-mx} + \left(\frac{T_2-T_{\infty}}{T_1-T_{\infty}} - e^{-ml}\right)\frac{\sinh mx}{\sinh ml}$$



图问答题 4.6　薄壁翅片示意图

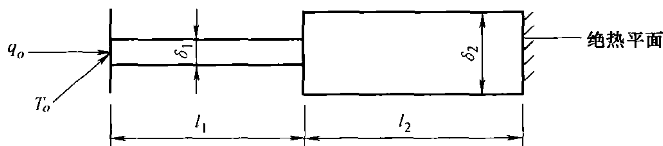
然后推出在 $x=0$ 和 l 处的传热率表达式。同样，x 值表示板中位置，对于在温度梯度 $dT/dx=0$ 时的 T_1 和 T_2，T_{∞} 和 l。证明 $x=l/2$ 处 $q_o=q_l$。证明当 $x=l$ 处 T_2 的值在有 $dT/dx=0$ 时上述温度分布减小为式(4.92)。

4.7　考虑如图问答题 4.7 所示的复合矩形薄壁翅片($\delta_1 \ll l_1, \delta_2 \ll l_2, L_f \gg \delta_1, \delta_2$)。将翅片部分的传热系数均理想化为恒定并相同，环境温度理想化为均匀的 T_{∞}。证明此翅片的翅片效率如下。

$$\eta = \frac{E_1 l_1 + E_2 l_2}{l_1 + l_2} \frac{1}{1 + m_1^2 l_1 l_2 E_1 E_2}$$

同时：

$$E_i = \frac{\tanh m_i l_i}{m_i l_i} \quad m_i = \left(\frac{2h}{k_f \delta_i}\right)^{\frac{1}{2}} \quad i = 1, 2$$



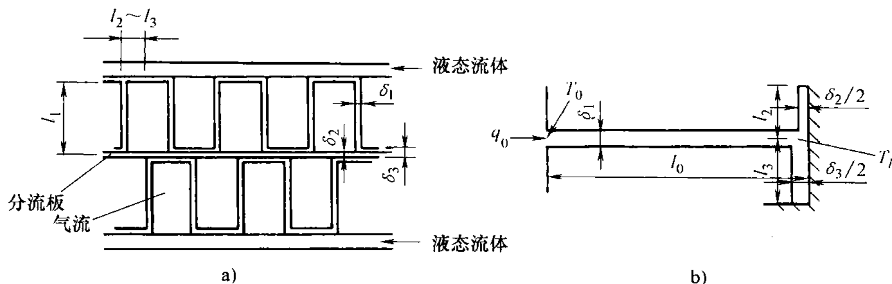
图问答题 4.7　复合矩形薄壁翅片示意图

根据文中给出的有绝热翅片尖端和有限传热翅片尖端的薄壁翅片的解进行分析，不需要求解任何微分方程。使 $x=l_1$ 处有正确的能量平衡。清楚的表述，加上你作出的假设。

4.8　通常在当 $\eta_o hA$ 在冷热流体端大致相同时认为此换热器设计的较好。由于与液体流动相比，气体流动的传热系数非常低，气侧需要相当大的传热面积。此目的用增加翅片密度或增加翅片高度或两者同时采用的方式都可以实现。高度过高可能使翅片的结构较为脆弱。作为替代可以采用如图问答题 4.8a 所示的在液体管道之间放置双层翅片的方式。图问答题

4.8 为一个普通翅片单元部分。证明此翅片的翅片效率为

$$\eta_f = \frac{2E_1 l_1 + E_2 l_2 + E_3 l_3}{2l_1 + l_2 + l_3} \frac{1}{1 + \left(\frac{m_1^2}{2}\right) E_1 l_1 (E_2 l_2 + E_3 l_3)}$$



图问答题 4.8　双层翅片示意图

a）双层翅片　b）单元部分

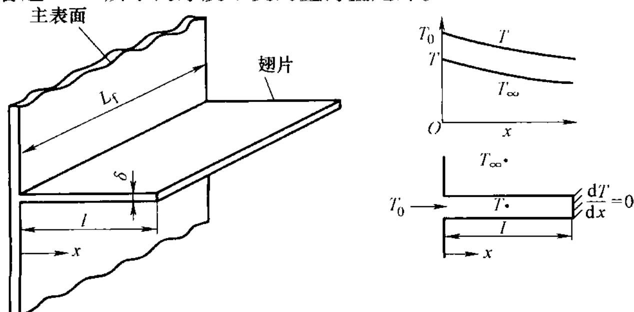
同时

$$E_i = \frac{\tanh m_i l_i}{m_i l_i} \qquad m_i = \left(\frac{2h}{k_f \delta_i}\right)^{\frac{1}{2}} \quad i = 1, 2, 3$$

根据文中给出的有绝热翅片尖端和有限传热翅片尖端的薄翅片的解进行分析，不需要求解任何微分方程。使 T_l 处有正确的能量平衡。清楚的表述，加上你做出的假设。

4.9　瑞典的 Gränges Metallverken 公司为汽车加热用的交叉流板翅式换热器开发了一种紧凑的翅片几何形状。如图问答题 4.8 所示，两层铜制[热导率 388W/(m·K)]空气中心翅片呈三明治状夹在通水管道之间。通水管道和分流板的间距为 3.16mm（l_1 = 3.175mm − 0.0127mm）。翅片密度为 2 翅/mm，所以 l_2 = 0.25mm。空气侧传热系数为 120W/(m²·K)。用 4.8 题中 η_f 的公式求解此几何形状翅片的 η_f 和 η_o。作为近似只考虑一个具有完全高度的翅片(3.175 + 3.175 + 2 × 0.0254)mm，并且其有着相同的翅片密度。近似的 η_f 是什么？这一近似的精度如何？

4.10　在传统的翅片效率分析中，环境温度 T_∞ 被理想化为沿着翅片长度 l 方向不变。然而，对于层流流动，沿着翅片长度 l 方向的横向混合，在沿着换热器流动长度 L_f 方向很短的距离之内可能就可以忽略。在这种情况下，翅片和环境的温度差在任何 x 处均恒定，与 x 无关。考虑如图问答题 4.10 所示的厚度不变的直薄壁翅片。



图问答题 4.10　厚度不变的直薄壁翅片

① 从式(4.61)开始，证明此翅片内的温度分布为

$$\frac{T-T_{\infty}}{T_1-T_{\infty}}=m^2\left(\frac{x^2}{2}-lx\right)\quad 且有\ m^2=\frac{hP}{k_fA_k}$$

② 推导从基部的实际换热量 q_0 的表达式。

③ 对于翅片效率，考虑用积分平均温度 $\bar{T}_{\infty}$ 来得到 q_{max}，有

$$\bar{T}_{\infty}=\frac{1}{l}\int_0^l T_{\infty}\,\mathrm{d}x$$

应用①部分的结果，证明

$$T_0-\bar{T}_{\infty}=(T-T_{\infty})\left(1+\frac{m^2l^2}{3}\right)$$

④ 确定此问题的翅片效率，并且得到

$$\eta_f=\frac{1}{1+\frac{m^2l^2}{3}}$$

⑤ 如果考虑 T_{∞} 为常数，证明翅片效率应为

$$\eta_f=\frac{\tanh ml}{ml}$$

如式(4.134)中总结的。对于例4.4中的翅片，$\eta_f=0.896$。如果考虑$(T-T_{\infty})$为常数而不是 T_{∞} 为常速。在此 η_f 中有多少错误成分？

4.11　在一圆管平翅片换热器内，翅片侧的空气被管内的水加热。计划在管内设置湍流发生器来提高换热性能。在没有和有湍流发生器情况下，在不同空气和水流速下的实验数据如下。

测点	空气流量	水流量	$(\eta_o hA)_{空气}$	$(\eta_o hA)_{水}$/W/K	
	/m^3/s	/L/s	/W/K	没有湍流发生器	有湍流发生器
1	0.118	6.3×10^{-5}	395.6	110.8	395.6
2	0.024	6.3×10^{-5}	182.0	110.8	395.6
3	0.118	4.8×10^{-4}	395.6	264.8	817.6
4	0.024	4.8×10^{-4}	182.0	264.8	1345.1

① 在相同的 ΔT_m 下，确定每一个测点由于湍流发生器所引起的传热率的增加量。壁面热阻取 2.27×10^{-5}K/W。

② 讨论在什么气流和水流中湍流发生器可以显著增强性能，为什么？

③ 你建议在什么设计点使用湍流发生器？

第5章　蓄热式换热器的热设计理论

这一章，我们主要介绍回转型蓄热式热交换器以及固定基体型蓄热式换热器的热设计理论。在1.1节到1.5.4节列出蓄热式换热器的定义、类型、运行及其应用。在5.1节中列出了基本的换热分析，包括了用于控制方程的分析和发展的一系列假设。对于蓄热式换热器的热性能分析，一般用到两种方法：ε—NTU_0法（回转型蓄热式换热器）和Λ—Π法（固定基体型蓄热式换热器），这些将在5.2和5.3节中进行讨论。在高效蓄热式换热器中，纵向壁面传热的影响很重要，将在5.4节中讨论。横向热传导对于低热导率的材料和壁厚的蓄热式换热器的影响将在5.5节中涉及。压力、夹带泄漏对蓄热式换热器的影响也很重要，特别是在高效率运行时。考虑这些影响的详细过程在5.6节中出现。最后在5.7节中总结了基体材料、尺寸以及布置方式的影响。

5.1　热传递分析

对于蓄热式换热器，要对其（准）稳定工况或是规则的循环流动进行传热分析，首先要作一些基本的假定。然后列出基本变量及参数，就可以推导它的控制方程了。

5.1.1　蓄热式换热器传热分析的假设

下面的假定是为了推导出在5.1.3节中对于回转型蓄热式换热器和阀门切换型蓄热式换热器相关的控制方程而设定的。

1）蓄热式换热器在准稳态工况或者规则的循环流动下运行（也就是两种流体在各自的流动周期中都有不变的质量流量和进口温度）。

2）从周围环境中得到或者失去的热可忽略（也就是蓄热式换热器的外壁是绝热的）。

3）在蓄热式换热器壁或流体中无热源或热沉。

4）在蓄热式换热器中没有相变发生。

5）每种流体流过横截面的流速和入口处的温度是均匀的，并且随时间为常数。

6）分析都是基于平均值进行的，因此蓄热式换热器中的流体的速度、每种流体的热物理参数、整个换热器的基体材料都是不变的（也就是与时间和位

置无关)。

7）整个换热器的在流体和蓄热板之间的传热系数(h_h 和 h_c)是常数(在任何位置、温度和时间上都是常数)。

8）壁与流体之间纵向热传导忽略不计。

9）在横截面上沿壁厚方向的温度是一致的，并且对于基体的横向热传导，热阻以零来处理(在壁厚方向)。

10）在蓄热式换热器中，两种流体不会由于其压力的不同而产生泄漏和旁路流动现象。在蓄热板旋转或者阀门开关的时候，在从热流变为冷流的过程中不会发生夹带泄漏(从一种流体到另一种流体)，反之亦然。

11）基体的表面积和回转质量是均匀不变的。

12）蓄热式换热器中从热流到冷流的切换时间可以忽略不计。

13）与对流换热相比，在多孔基体中辐射换热可以忽略不计。

14）相对于流动周期，气体滞留时间可以忽略不计。

前8条假设一般用于间壁式换热器(直接换热型换热器)。在第5条假设中，流体的流速和温度在入口横截面处认为是不变的。一般来说，入口段流体速度和温度不均匀的情况下传热性能恶化。在很多情况下，温度是均匀的，但是速度分布曲线却不均匀，这主要取决于集管的设计。在第12章中将讲述换热器进口处速度变化所产生的影响。

Saunders 和 Smoleniec 在研究第六条假设的过程中，他们发现由于流体和基体比热容的变化所引起的在效率上的误差小于1%。但是，如果气体与基体的比热容变化所产生的较大的影响可以预见，建议用数值解解决这问题。

对于佩克莱特数 $Pe = RE \cdot PR > 10$ 的情况，流体中的分子热传导是可以忽略不计的，见7.2.2.5节中的讨论。对于液态金属来说 $PR \leqslant 0.03$ 尤为重要。由于专用于气—气换热的蓄热式换热器的 $PR \geqslant 10$，忽略流体中分子热传导也是合理的。

壁面方向上的纵向热传导是不可以忽略的，尤其是对于具有连续流道的金属材料。其影响在5.4节中涉及。在具有固定厚度的陶瓷材料壁面上的横向热传导不可能无限大。其影响在5.5节中涉及。

如果蓄热式换热器中冷热两种流体的压力有所不同，那么在径向、外围或者轴向密封处可能会发生从高压到低压气体的压力泄漏。这包括每股流体中从入口侧到出口侧的旁路流动。压力泄漏取决于冷热两种气体的压差。发生在转子和外壳间隙处的旁路流动主要取决于在蓄热板处(基体中)的压降。流体夹带泄漏一般发生在热流到冷流的切换过程中，反之亦然，或者发生在基体转动或阀门切换的时候。这种影响主要取决于蓄热板的转子速度和传热板与集管之间的空隙体积的大小。类似地，对于外壳回转型的蓄热式换热器，压力泄漏主要发生在外壳上

的阀门和裂缝处，夹带泄漏主要发生在流体切换时。由于压力的变化和夹带泄漏所产生的影响将在5.6节中阐述。

在本章的第7节将主要讨论基体的材料（比热容 c_w 和充填密度 β）和多层蓄热式换热器中夹层的尺寸、布置所产生的影响。在5.13节中将展开基于上述假设的控制方程用于对蓄热式换热器的传热分析。

在阀门切换型蓄热式换热器中，蓄热板和流体的温度主要取决于 x 和 τ 坐标。在回转型蓄热式换热器中，若是固定观察者研究换热器，流体的温度是轴向坐标 x 和角加速度坐标 θ 的函数。基于前面的假设，如果一个观察者在基体上面观察，回转型蓄热式换热器的流体温度仍然是 x 和 τ 的函数。因此，我们可以认为对于回转型蓄热式换热器和阀门切换型蓄热式换热器流体的温度 T_h 和 T_c 均是 x 和 τ 的函数。

5.1.2 重要参数的定义和描述

在这一节中，我们将定义和描述热容比、热容、换热面积、孔隙度和转子型与阀门切换型蓄热式换热器的容积热容。首先定义流体和基体的热容项（$\overline{C}_h$，$\overline{C}_c$，$\overline{C}_{r,h}$，$\overline{C}_{r,c}$和$\overline{C}_r$），还有在提出能量守恒和速率方程之前定义热容比（C_h 和 C_c）和换热面积（A_h 和 A_c）的关系。C_h 是热流体的热容量，$\overline{C}_h$是蓄热式换热器中热流体的热容。同样可以定义冷流体的热容量和热容，也就是 C_c 和$\overline{C}_c$。下面是它们的定义及其关系式。

$$C_j = \dot{m}_j c_{p,j} \quad \overline{C}_j = M_j c_{p,j} = C_j \tau_{d,j} = \left(\frac{CL}{u_m}\right)_j \quad j = h \text{ 或者 } c \tag{5.1}$$

这里，对于热流体下角标 $j=h$，对于冷流体下角标 $j=c$；$\dot{m}_j$是质量流量；M_j 是蓄热式换热器蓄热板阵中 j 流体在任意瞬时的质量；$c_{p,j}$、$u_{m,j}$和 $\tau_{d,j}$分别是比热容、流体平均轴向速度和流体停留时间。L_j 是蓄热式换热器蓄热板的长度。换热器蓄热板阵壁的热容$\overline{C}_r$和热容量 C_r 定义及关系如下。

$$\overline{C}_r = M_w c_w \quad C_r = \begin{cases} M_w c_w N = \overline{C}_r N, & \text{回转型蓄热式换热器} \\ \dfrac{M_w c_w}{P_t} = \dfrac{\overline{C}_r}{P_t}, & \text{阀门切换型蓄热式换热器} \end{cases} \tag{5.2}$$

其中，M_w 是所有基体（圆盘）的总质量，c_w 是蓄热板的材料比热容，N 是回转型蓄热式换热器的转子速度，P_t 是阀门切换型蓄热式换热器的总周期。P_t 的连续两个运行周期开始点的时间间隔，也就是热气流周期 P_h、冷气流周期 P_c 和反转周期 P_r 之和（也就是从热气到冷气的切换周期，反之亦然），即

$$P_t = P_h + P_c + P_r \tag{5.3}$$

由于 P_r 与 P_h 和 P_c 相比较通常很小，所以经常忽略掉。类似的，对于回转型蓄热式换热器，θ_h 和 θ_c 为通过热气流和冷气流区的圆盘扇形夹角，有

$$\theta_t = \theta_h + \theta_c + \theta_r = 2\pi \tag{5.4}$$

其中，θ_r 是径向密封覆盖的扇面夹角，如图5.13所示。流动周期和夹角的关系如下。

$$\frac{P_j}{P_t} = \frac{\theta_j}{\theta_t} \quad j = h \text{ 或者 } c \tag{5.5}$$

那么蓄热板阵的热容 $\overline{C}_{r,j}(j = h$ 或者 $c)$ 和总蓄热板阵的热容的关系如下。

$$\overline{C}_{r,j} = \overline{C}_r \frac{P_j}{P_t} \text{或者 } \overline{C}_r \frac{\theta_j}{\theta_t} \quad j = h \text{ 或者 } c \tag{5.6}$$

在热流阶段和冷流阶段蓄热板的热容比定义为

$$C_{r,j} = \frac{\overline{C}_{r,j}}{P_j} = \frac{\overline{C}_r}{P_t} = \overline{C}_r N \quad j = h \text{ 或者 } c \tag{5.7}$$

其中第二个公式由式(5.6)而来，第三个公式来自于式(5.2)，因此有

$$C_{r,j} = C_{r,h} = C_{r,c} = C_r \tag{5.8}$$

与阀门切换型蓄热式换热器的所有蓄热板的传热面积 A 相关的传热面积 A_h 和 A_c 为

$$A_j = \frac{AP_j}{P_t} = \frac{\beta V P_j}{P_t} \quad j = h \text{ 或 } c \tag{5.9}$$

对于回转型蓄热式换热器来说有

$$A_j = \frac{A\theta_j}{\theta_t} = \frac{\beta V \theta_j}{\theta_t} \quad j = h \text{ 或 } c \tag{5.10}$$

其中 β 是换热表面密度或者充填密度，而 V 是所有蓄热板的总体积。

这时，再一次指出我们已经为回转型和阀门切换型蓄热式换热器选定了参考坐标系(x,τ)(如图5.1所示)。因此，即使是回转型蓄热式换热器我们也可以用式(5.9)和式(5.2)、式(5.6)、式(5.7)中与 P_t、P_h 和 P_c 相关的表达式。

基体孔隙度和容积热容量。对于总蓄热板来说，核心孔隙度或者基体孔隙度是孔体积与核或者基体体积之比。如果传热表面是由一系列连续的流动通道所组成(如图1.43所示)，孔隙度就是中心前部的流通面积。如果传热表面被阻断(例如穿孔)或者由多孔材料所组成，孔隙度就是孔体积与实心体积之比。因此，孔隙度有如下定义：

$$\sigma = \begin{cases} \dfrac{A_0}{A_{fr}}, \text{ 连续流动通道} \\ \dfrac{V_v}{A_{fr}L}, \text{ 多孔流通通道} \end{cases} \tag{5.11}$$

孔隙度 σ 与流道水利直径之间有如下关系：

$$D_h = \frac{4\sigma}{\beta} = \begin{cases} \dfrac{4A_{oL}}{A}, \text{ 连续流通通道} \\ \dfrac{4V_v}{A}, \text{ 多孔流通通道} \end{cases} \tag{5.12}$$

由于孔隙度越高意味着壁越薄、从壁面到气体的横向热传导的热阻越小、换热性能越好，所以高孔隙度的基体表面是人们所希望的。类似于陶瓷这样的低传热系数的材料希望用高孔隙度；对于不锈钢及高传热系数的材料，换热器壁的热阻小到可以忽略。要求高孔隙度意味着基体的实体体积很低，并且为了最大限度的在基体内储存热量，基体材料应该选用具有高容积热容量的材料(例如高 $\rho_w c_w$)。

5.1.3 控制方程

在前面所作假设的基础上，让我们推导一下控制方程和边界条件。以如图5.1中

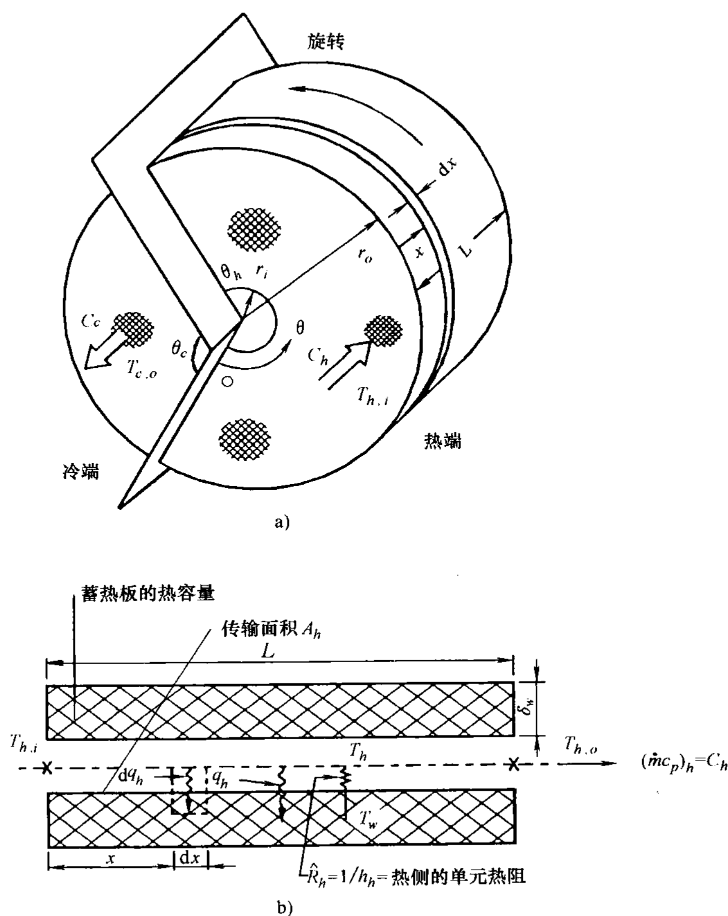


图5.1 逆流蓄热式换热器(摘自 Shah,1981)

a) 在 x 和 dx 区域上的回转型蓄热式换热器 b) 蓄热式换热器的流动单元和热流阶段的蓄热板

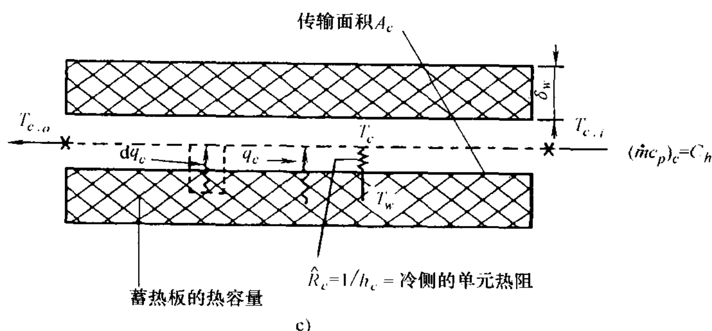


图 5.1 逆流蓄热式换热器(摘自 Shah,1981)(续)

c) 蓄热式换热器的流动单元和冷流阶段的蓄热板

所示的逆流蓄热式换热器为例。图 5.1a 中的是回转型蓄热式换热器，为了清楚的表达，只列出了一个蓄热式换热器的流通通道，在图 5.1b 中热流体段和图 5.1c 中的冷流动段分别列出相关内容。事实上，为了推导控制微分方程，所有的在蓄热式换热器横截面 x 和 $x+\mathrm{d}x$ 上相关的量(换热表面积、流动面积、流动速率)都要考虑。由于参考坐标系定为(x,τ)，所以图 5.1b 和图 5.1c 对于在基体上面进行观察的回转型蓄热式换热器是有效的。在固定基体位置观察时，图 5.1b 和图 5.1c 对阀门切换型蓄热式换热器也有效。为了表明在理论分析上回转型和阀门切换型蓄热式换热器的一致性，我们规定在这一章节中，所有的变量和参数都是对整体的蓄热式换热器而言的。这就意味着换热表面积、流动速率等都是对于固定蓄热板的蓄热式换热器的所有蓄热板而言的。

热流阶段：流体。热流阶段的差动流体和蓄热板阵单元如图 5.2 所示。它们在某一特定时刻以与其相关的能量传递的形式表现出来。在图 5.2a 中，当流体流过单元通道的时候，热流体以对流的形式将热量传递给壁，结果是减少了出口处的焓及内部的热量储存。应用能量守恒定律和热力学第一定律，在这一单元流道中我们得到

$$C_h T_h - C_h\left(T_h + \frac{\partial T_h}{\partial x}\mathrm{d}x\right) - h_h\frac{A_h \mathrm{d}x}{L}(T_h - T_{w,h}) = \bar{C}_h\frac{\mathrm{d}x}{L}\frac{\partial T_h}{\partial \tau_h} \qquad (5.13)$$

将式(5.1)中的$\bar{C}_h$带入并且简化得

$$\frac{\partial T_h}{\partial \tau_h} + \frac{L}{\tau_{d,h}}\frac{\partial T_h}{\partial x} = \frac{(hA)_h}{C_h\tau_{d,h}}(T_{w,h} - T_h) \qquad (5.14)$$

(1) 热流阶段：蓄热板(基体)。如果忽略纵向热传导而只考虑有限的横向热传导，热量从热流体中传导到基体壁中，并以焓增的形式储存在壁中。这一部分单元流道中的能量守恒为(如图 5.2b 所示)

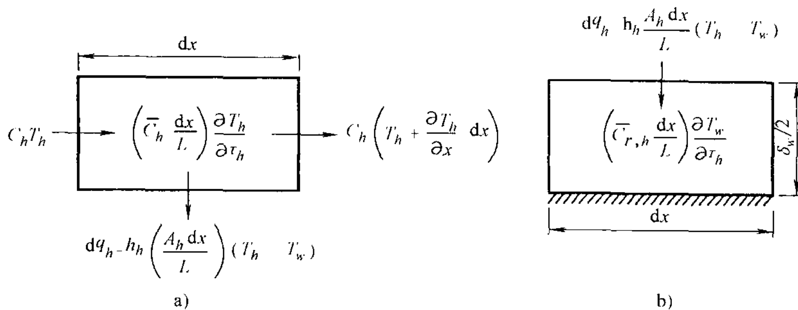


图 5.2 热流阶段中一定时间内在流动单元 dx 中的能量比率(摘自 Shah,1981)
a) 流体 b) 蓄热板阵单元(基体)

$$\left(\bar{C}_{r,h}\frac{dx}{L}\right)\frac{\partial T_{w,h}}{\partial \tau_h}=h_h\frac{A_h dx}{L}(T_h-T_{w,h}) \tag{5.15}$$ [⊖]

将上式与式(5.7)合并并简化，我们得到

$$\frac{\partial T_{w,h}}{\partial \tau_h}=\frac{(hA)_h}{C_{r,h}P_h}(T_h-T_{w,h}) \tag{5.17}$$

(2) 冷流阶段：流体和蓄热板。冷流阶段的公式与式(5.14)和式(5.17)很相近，即为

$$-\frac{\partial T_c}{\partial \tau_c}+\frac{L}{\tau_{d,c}}\frac{\partial T_c}{\partial x}=\frac{(hA)_c}{C_c\tau_{d,c}}(T_c-T_{w,c}) \tag{5.18}$$

$$-\frac{\partial T_w}{\partial \tau_c}=\frac{(hA)_c}{C_{r,c}P_c}(T_c-T_{w,c}) \tag{5.19}$$

边界条件如下：热流体的入口温度在热流阶段是常数，冷流体的入口温度在冷流阶段也是恒定的，即

$$T_h(0,\tau_h)=T_{h,i}=\text{常数},\ 0\leqslant\tau_h\leqslant P_h \tag{5.20}$$

$$T_c(L,\tau_h)=T_{c,i}=\text{常数},\ 0\leqslant\tau_h\leqslant P_c \tag{5.21}$$

壁面周期平衡条件为

⊖ 这一公式适用于阀门切换型蓄热式换热器的壁面。对于回转型蓄热式换热器来说，温度对时间的偏导数($\partial T_{w,h}/\partial\tau_h$)应该理解为物质导数 $DT_{w,h}/D\tau_h$(也就是一个材料导数)。这是因为采用固定坐标系以及壁面温度是时间和角坐标的函数，而不是一个独立变量。因此，对于回转型蓄热式换热器，式(5.15)可以转化成以下的形式。

$$\left(\bar{C}_{r,h}\frac{dx}{L}\right)\frac{DT_{w,h}}{D\tau_h}=h_h\frac{A_h dx}{L}(T_h-T_{w,h}) \tag{5.16}$$

由于角速度是不变的，因此式(5.16)可以还原成式(5.15)。

$$T_{w,h}(x,\tau_h=P_h)=T_{w,c}(x,\tau_h=0),\quad 0\leqslant x\leqslant L \tag{5.22}$$

$$T_{w,h}(x,\tau_h=0)=T_{w,c}(x,\tau_h=P_h),\quad 0\leqslant x\leqslant L \tag{5.23}$$

因为蓄热式换热器的运行具有周期性，式(5.20)～式(5.23)适用于$\tau=\tau+nP_t$，其中n为整数，并且有$n\geqslant0$。

式(5.20)和式(5.21)的边界条件用于最简单分析。相应的分析模型可以通过分析法和半数值法来得到。在应用中，冷流体和热流体在进入蓄热式换热器时，温度可能不恒定。那么模型的解只能通过数值分析的方法才能得到。

基于前面不同的方程及边界条件[式(5.14)和式(5.17)～式(5.23)]，流体与蓄热板的温度是下面各参数和变量的函数。

$$\underbrace{T_h,\ T_c,\ T_w}_{\text{因变量}}=\phi\left[\underbrace{x,\tau_h,\tau_c}_{\text{自变量}},\underbrace{T_{h,i},T_{c,i},C_h,C_c,\tau_{d,h},\tau_{d,c}}_{\text{运行条件中的变量}},\underbrace{C_r,(hA)_h,(hA)_c,L,P_h,P_c}_{\text{设计者要求的参数}}\right] \tag{5.24}$$

在前面列出的参数中不包括$C_{r,c}$和$C_{r,h}$，这是因为$C_{r,c}=C_{r,h}=C_r$[见式(5.8)]。

换热器的流体温度和壁温根据前面14个自变量和参数的变化而变化(因为τ是独立时间变量,为了简化表达,根据下角标h和c来指定)。通过无量纲化我们得到了4个独立的和一个从属的量纲为一组。它们的特殊表达形式可以随意扩展。这两个套用于蓄热式换热器的分析引出了两种设计方法：有效传热单元ε—NTU_0法一般适用于回转型蓄热式换热器；逐步减少长度周期的Λ—Π法一般用于阀门切换型蓄热式换热器。Shah已经指明这两种方法具有等效性。这些方法将在下面的章节中讲到，并用它们来解决逆流和顺流类型的蓄热式换热器。需要指出的是，蓄热式换热器与间壁式换热器相比，在流动的布置上没有对应的部分，例如交叉流和多程交叉流动。

5.2 ε—NTU_0 法

ε—NTU_0法是由Coppage和London发展起来的。5.2.1节会首先用公式表达这种方法中的量纲为一组，类似于3.3节中计算间壁式换热器大部分的重要的组一样。在5.2.2节和5.2.3节中将会介绍附加量纲为一组(与间壁式换热器对比)的物理意义。在5.2.4节和5.2.5节中将用ε—NTU_0法解决逆流和顺流蓄热式换热器的相关问题。

5.2.1 量纲为一组

很多不同的方法可以用公式表达量纲为一组。在3.3.1节中，关于间壁式换热器我们已经用能量守恒、速率方程，以及消去相关量的方法列举了一系列可能

的量纲为一组。现在我们用一种不同的方法来说明在蓄热式换热器问题中公式化量纲为一组的可选方案。我们可以通过微分方程和量纲为一边界条件来得到量纲为一组。

下面介绍量纲为一自变量 X^* 和 τ^* ○。

$$X^* = \frac{x}{L} \tag{5.25}$$

$$\tau_h^* = \frac{\tau_h}{P_h} \quad \tau_c^* = \frac{\tau_c}{P_c} \tag{5.26}$$

下面定义量纲为一温度：

$$T_h^* = \frac{T_h - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad T_c^* = \frac{T_c - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad T_w^* = \frac{T_w - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \tag{5.28}$$

定义量纲为一设计参数如下：

$$ntu_h = \frac{(hA)_h}{C_h} \quad ntu_c = \frac{(hA)_c}{C_c} \tag{5.29}$$

$$C_{r,h}^* = \frac{C_{r,h}}{C_h} \quad C_{r,c}^* = \frac{C_{r,c}}{C_c} \tag{5.30}$$

根据这些量纲为一组，式(5.14)、式(5.17)、式(5.18)、式(5.19)可以化简为

$$\frac{\partial T_h^*}{\partial X^*} = ntu_h(T_w^* - T_h^*) \tag{5.31}$$

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_h^*} = \frac{ntu_h}{C_{r,h}^*}(T_h^* - T_w^*) \tag{5.32}$$

$$\frac{\partial T_c^*}{\partial X^*} = ntu_c(T_c^* - T_w^*) \tag{5.33}$$

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_c^*} = \frac{ntu_h}{C_{r,c}^*}(T_c^* - T_w^*) \tag{5.34}$$

式(5.20)~式(5.23)的边界条件和周期平衡条件可以化简为

$$T_h^*(0,\tau_h^*) = 1, \ 0 \leqslant \tau_h^* \leqslant 1 \tag{5.35}$$

$$T_c^*(0,\tau_c^*) = 0, \ 0 \leqslant \tau_c^* \leqslant 1 \tag{5.36}$$

○ 在低温蓄热式换热器以及用到斯特林发动机的情况下，转动速度或者阀门的切换速度过高以至于 $\tau_{d,h}$ 和 $\tau_{d,c}$ 与 P_h 和 P_c 相比较不能小到可以忽略不计。考虑到它的影响已经超出了本章所讨论的内容，所以在这种情况下，应如下定义 $\tau_{d,h}$ 和 $\tau_{d,c}$：

$$\tau_h^* = \frac{1}{P_h}\left(\tau_h - \frac{x}{L}\tau_{d,h}\right) \quad \tau_c^* = \frac{1}{P_c}\left(\tau_c - \frac{x}{L}\tau_{d,c}\right) \tag{5.27}$$

$$T_{w,h}^{*}(X^{*},\tau_{h}^{*}=1)=T_{w,c}^{*}(X^{*},\tau_{c}^{*}=0),\ 0\leqslant X^{*}\leqslant 1 \tag{5.37}$$

$$T_{w,h}^{*}(X^{*},\tau_{h}^{*}=0)=T_{w,c}^{*}(X^{*},\tau_{c}^{*}=1),\ 0\leqslant X^{*}\leqslant 1 \tag{5.38}$$

从式(5.31)~式(5.38)可以看出从属温度为

$$T_{h}^{*},\ T_{c}^{*},\ T_{w}^{*}=\phi(X^{*},\tau_{h}^{*},\tau_{c}^{*},ntu_{h},ntu_{c},C_{r,h}^{*},C_{r,c}^{*}) \tag{5.39}$$

因此我们可以把自变量和参数的个数从14个减少到6个(只考虑一次一个周期)。

对于蓄热式换热器的总体性能而言，我们更感兴趣确定平均流体的出口温度。在回转型蓄热式换热器中，流体的出口温度是一个关于角坐标θ的函数。如果θ_h和θ_c分别表示热气流和冷气流的扇形区域的角度，那么空间出口平均温度为

$$\overline{T}_{h,o}=\frac{1}{\theta_h}\int_0^{\theta_h}T_{h,o}(\theta)\mathrm{d}\theta \quad \overline{T}_{c,o}=\frac{1}{\theta_c}\int_0^{\theta_c}T_{c,o}(\theta)\mathrm{d}\theta \tag{5.40}$$

其中$T_{h,o}(\theta)$和$T_{c,o}(\theta)$为蓄热式换热器出口处的角坐标—从属流体温度。但是，如果在换热器蓄热板的角度进行观察，流体的出口温度是时间τ的函数。在这种情况下，瞬时出口平均温度为

$$\overline{T}_{h,o}=\frac{1}{P_h}\int_0^{P_h}T_{h,o}(\tau)\mathrm{d}\tau \quad \overline{T}_{c,o}=\frac{1}{P_h}\int_0^{P_c}T_{c,o}(\tau)\mathrm{d}\tau \tag{5.41}$$

其中，$T_{h,o}(\tau)$和$T_{c,o}(\tau)$为换热器出口的时间—从属流体温度。式(5.40)和式(5.41)中的$T_{h,o}(\tau)$和$T_{c,o}(\tau)$分别表示换热器出口的空间和时间—流体平均温度。如果在换热器蓄热板的角度进行观察，式(5.41)对于回转型蓄热式换热器和阀门切换型蓄热式换热器都有效的。

因此，换热器流体出口的平均出口温度的函数关系为

$$T_{h,o}^{*},\ T_{c,o}^{*}=\phi(ntu_{h},ntu_{c},C_{r,h}^{*},C_{r,c}^{*}) \tag{5.42}$$

为了方便，在后面的章节中这些量纲为一组和[式(5.41)中的]有量纲的出口平均温度这些参数被忽略(和在间壁式换热器中规定的一样)。除非这些术语有多个意思或者会引起歧义。

这些出口温度可以很方便地用换热器效率来表示$\varepsilon=q/q_{\max}$。根据式(5.41)定义的出口温度，可以得到换热器真正的热负荷为

$$q=C_h(T_{h,i}-\overline{T}_{h,o})=C_c(\overline{T}_{c,o}-T_{c,i}) \tag{5.43}$$

在本节中，我们将整个回转型蓄热式换热器或者阀门切换型蓄热式换热器的所有蓄热板看作一个系统。冷热两种流体在这系统中连续地流入和流出。为了确定系统的$q_{\max}$，我们定义一个“理想”的换热器[和间壁式换热器中式(3.37)后定义的一样]。理想的换热器是一个具有无限大表面积的逆流式间壁式换热器。在壁面上不存在纵向热传导，也不存在从一侧流体到另一侧流体的泄漏，运转中的流体流速和流体入口温度与实际的蓄热式换热器的一样；换热器中流体的物性参数均为恒定值。类似于式(3.42)，这一理想换热器的$q_{\max}$为

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{5.44}$$

其中，C_{min}是 C_h 和 C_c 中最小值。这蓄热式换热器的效率为

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - \overline{T}_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(\overline{T}_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \tag{5.45}$$

那么对于 $C_c = C_{min}$，将 ε 分别和式(5.28)定义的出口温度$\overline{T}^*_{h,o} = 1 - \varepsilon C^*$ 和$\overline{T}^*_{c,o} = \varepsilon$ 作比较，我们可以得出

$$\varepsilon = \frac{1 - \overline{T}^*_{h,o}}{C^*} = \overline{T}^*_{c,o} \tag{5.46}$$

那么式(5.42)可以用 ε 表示为

$$\varepsilon = \phi(ntu_h, ntu_c, C_{r,h}^*, C_{r,c}^*) \tag{5.47}$$

由于式(5.29)和式(5.30)定义的独立量纲为一组与间壁式换热器(直接换热类型的换热器)的没有关联，因此我们用下面的公式定义。

$$NTU_0 = \frac{1}{C_{min}}\left[\frac{1}{\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c}}\right] \tag{5.48}$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{5.49}$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \tag{5.50}$$

$$(hA)^* = \frac{C_{min}\text{侧的}(hA)}{C_{max}\text{侧的}(hA)} \tag{5.51}$$

由于式(5.48)~式(5.51)只用到了4个独立量纲为一组[式(5.47)表明了它们和量纲为一组的关系]，因此重构式(5.47)为

$$\varepsilon = \phi[NTU_0, C^*, C_r^*, (hA)^*] \tag{5.52}$$

这里 NTU_0 是传热单元的修正系数。由于在蓄热式换热器中没有从热流体到冷流体直接的传热过程(类似于间壁式换热器)，所以在蓄热式换热器的图中 UA 没有直接标明。但是，如果式(5.48)相等的项被指定为 U_0A，则 U_0 称为对总传热系数的修正，那么可以得到

$$\frac{1}{U_0A} = \frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA_c)}$$

$$NTU_0 = \frac{U_0A}{C_{min}} \tag{5.53}$$

通过与式(3.24)或者式(3.20)的表达形式作比较，得出当壁面的热阻和污垢热阻为零的时候，U_0A 与 UA 是相同的。需要注意的是在蓄热式换热器中整个表面是主换热面(没有翅片)，因此总扩展表面效率 $\eta_0 = 1$。因此 $NTU_0 = U_0A/C_{min}$的定义与式(3.59)的 NTU 是类似的，在限定条件 $C_r^* = \infty$ 下，数值解表明了蓄热器与

间壁式换热器有相同的性能，它的 NTU_0 等同于压力和夹带泄漏可以忽略不计 NTU。新定义的式(5.52)中量纲为一组的与式(5.47)中量纲为一组在 $C_c=C_{min}$ 的情况下相关联，有

$$NTU_0=\frac{1}{\dfrac{\left(\dfrac{C_{r,h}^*}{C_{r,c}^*}\right)}{ntu_h}+\dfrac{1}{ntu_c}} \tag{5.54}$$

$$C^*=\frac{C_{r,h}^*}{C_{r,c}^*} \tag{5.55}$$

$$C_r^*=C_{r,c}^* \tag{5.56}$$

$$(hA)^*=\frac{ntu_c}{ntu_h}\frac{C_{r,h}^*}{C_{r,c}^*} \tag{5.57}$$

将式(5.52)与式(3.50)进行比较表明蓄热式换热器的效率依赖于 C_r^* 和 $(hA)^*$ 这两个附加参数。由于热能周期性地在蓄热板(基体壁)进行储存和传递，所以蓄热板的壁温与下面的两个因素有关：①蓄热板壁的储热容率；②蓄热板壁和热流间的热导性 $(hA)_h$ 以及蓄热板壁与冷流间的热导性 $(hA)_c$。因此，图中标有两个额外的量纲为一组 C_r^* 和 $(hA)^*$，将在后面的章节中对它们进行讨论。

5.2.2　内部旋转和阀门切换频率的影响

根据应用，蓄热式换热器中热气流动期的热气流到蓄热板表面的传热，以及在冷气流动期从蓄热板表面到冷气流的传热是通过对流或辐射的方式进行的。在其他变量和参数都相同的前提下，当流体和蓄热板表面的温差最大时，传热率也就最大。因此，蓄热板表面的温度不允许高于热流体的入口温度，也不能低于冷流体的出口温度。否则，这就可能导致在接近热流阶段和冷流阶段结束的地方流体没有潜热或者不存在换热。在蓄热式换热器中，可以提高 C_r^* 的值来减小换热器出口处温度的不定性。在回旋型蓄热式换热器中可以提高相关的旋转速度和阀门切换频率(阀门切换型蓄热式换热器)。因此，从传热的观点来看，量纲为一组 C_r^* 考虑了中心旋度和阀门切换频率，这对于蓄热式换热器的设计有很重要的影响。

在冷流体周期开始的时候，冷流体在换热器的入口处受到蓄热板局部单元的加热。如果吹气周期很长(也就是 C_r^* 的值很低)，入口处的蓄热板局部单元将被冷却到冷流体的入口温度，因此随后在这一区域内就没有换热发生。类似的现象也会发生在热流阶段(热气周期)：入口区被加热到热流体的入口温度，因此随后这区域不会有换热发生。这种影响是否会传播到后面的部分，主要取决于各个阶段的切换的周期长度。这种现象有时用与 C_r^* 成反比例的耗尽系数来量化。

图5.3清楚地表明了换热器的效率 ε 在 NTU_0 和 C^* 的值给定的情况下是随

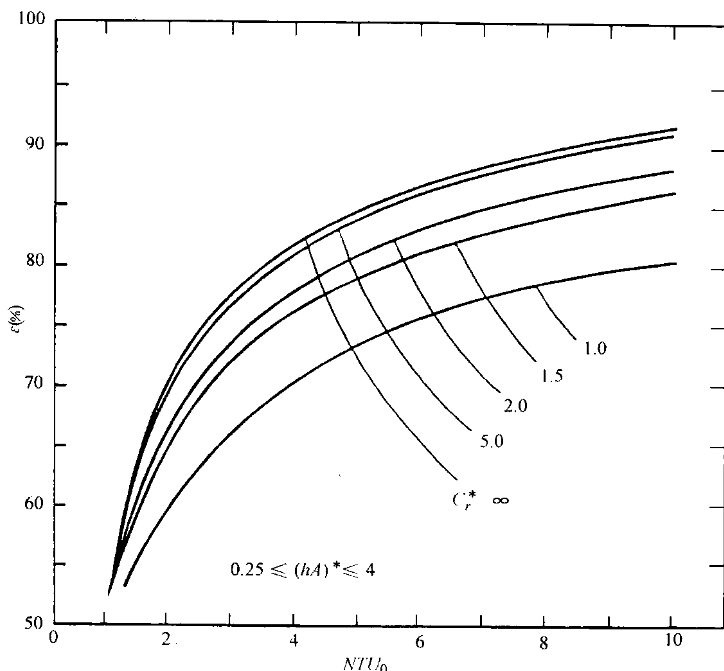


图 5.3　逆流蓄热式换热器的效率 ε 在 $C^*=1$ 时相对于 NTU_0 的函数(摘自 Kays 和 London,1998)

C_r^* 增大而增大的。但是，较高的旋转速度和阀门切换频率会引发严重的夹带泄漏，以及更多的密封磨损(因此增加了密封泄漏)，所有这些因素都会降低换热器的效率。因此，为了使换热器的效率 ε 和密封装置的寿命达到最优化，C_r^* 的优化值一般取 2 ~4，尽管很多回转型蓄热式换热器中设计的 C_r^* 的值取大于4。

5.2.3　对流传导率$(hA)^*$

在前面已经提及，蓄热器内(壁面没有纵向热传导发生)的壁面温度曲线和壁面与热流体和冷流体间的热导$(hA)_h$ 和$(hA)_c$ 有关。对于高温蓄热器，传热不仅有对流传热，还有辐射传热。考虑了对流传热的量纲为一组为$(hA)^*$，它在式(5.51)中定义。Lambertson 等人通过详细的分析得出，当 $0.25\leqslant(hA)^*\leqslant4$ 的时候，$(hA)^*$ 对于蓄热器效率的影响可以忽略不计。由于大多数换热器运行时的$(hA)^*$ 都在这一范围内，故$(hA)^*$ 对蓄热器效率的影响可以被忽略掉。

5.2.4　逆流蓄热式换热器中的 ε—NTU_0

目前对于式(5.31) ~式(5.38)所描述的理论模型还没有精确的封闭解。下

面提到的解可直接得到换热器的效率，但不能获得详细的温度分布。Lambertson用限定有限差分法获得了式(5.31)~式(5.38)的数值解，Baclic也用Galerkin法解出了近似的封闭解。Lambertson用有限差分法来分析了回转型蓄热器。它列出的解中，ε是式(5.52)中四个量纲为一组的函数。他覆盖了下面的参数范围：$1\leqslant NTU_0\leqslant 10$，$0.1\leqslant C^*\leqslant\infty$，$0.25\leqslant(hA)^*\leqslant 1$。这一解的结果由Kays和London得出。对于平衡($C^*=1$)及对称[$(hA)^*=1$]的逆流蓄热式换热器，Baclic得出它的封闭解，对于$C_r{}^*<\infty$的情况有效。

$$\varepsilon = C_r{}^* \frac{1+7\beta_2-24\{B-2[R_1-A_1-90(N_1+2E)]\}}{1+9\beta_2-24\{B-6[R-A-20(N+2E)]\}} \tag{5.58}$$

其中，

$$\begin{aligned}
B &= 3\beta_3-13\beta_4+30(\beta_5-\beta_6)\\
R &= \beta_2[3\beta_4-5(3\beta_5-4\beta_6)]\\
A &= \beta_3[3\beta_3-5(3\beta_4+4\beta_5-12\beta_6)]\\
N &= \beta_4[2\beta_4-3(\beta_5+\beta_6)]+3\beta_5^2\\
E &= \beta_2\beta_4\beta_6-\beta_2\beta_5^2-\beta_3^2\beta_6+2\beta_3\beta_4\beta_5-\beta_4^3\\
N_1 &= \beta_4[\beta_4-2(\beta_5+\beta_6)]+2\beta_5^2\\
A_1 &= \beta_3[\beta_3-15(\beta_4+4\beta_5-12\beta_6)]\\
R_1 &= \beta_2[\beta_4-15(\beta_5-2\beta_6)]\\
\beta_i &= \frac{V_i\left(2NTU_0, 2\dfrac{NTU_0}{C_r{}^*}\right)}{(2NTU_0)^{i-1}} \quad i=2,3,\cdots,6
\end{aligned} \tag{5.59}$$

以及

$$V_i(x,y)=\exp[-(x+y)]\sum_{n=i-1x}^{\infty}\binom{n}{i-1}\left(\frac{y}{x}\right)^{\frac{n}{2}} I_n(2\sqrt{xy}) \quad i=2,3,\cdots,6 \tag{5.60}$$

在这些公式中，除了NTU_0、$C_r{}^*$、ε，其他变量和参数都是局部的。其中，I_n表示第一类n阶(整数)修正的Bessel函数。在表5.1中列出式(5.58)中的$0.5\leqslant NTU_0\leqslant 500$和$1\leqslant C_r{}^*\leqslant\infty$的情况下蓄热器的效率，图5.3列出了一些典型的结果。$C_r{}^*=\infty$时的值可以通过渐进式$\varepsilon=NTU_0/(1+NTU_0)$计算得到。

下面来讨论用式(5.52)中独立量纲为一组来代替式(5.57)中量纲为一组的原因。

1）对于给定NTU_0、$C_r{}^*$和C^*的值，效率ε一般随着$(hA)^*$值的减小而减小，而对于NTU_0的值较大和$C^*\approx 1$的情况下，情况相反。但是，Lambertson已经得出$(hA)^*$对于ε的影响在$0.25\leqslant(hA)^*\leqslant 4$时可以小到忽略不计。当$C^*\geqslant 0.9$，$C_r^*\geqslant 1$和$NTU_0\leqslant 9$时，$\varepsilon$的最大误差为0.5%；当$C^*\geqslant 0.7$，$C_r^*\geqslant 1$和$NTU_0\leqslant 9$时，$\varepsilon$

的最大误差为2%；当 $C^*=0.1$，$C_r^*\geqslant 1$ 和 $NTU_0=3$ 的时候，ε 的最大误差为5%。由于对于大部分蓄热式换热器来说 $C^*>0.8$，我们可以在式(5.52)中消掉$(hA)^*$，得到

$$\varepsilon=\phi(NTU_0,C^*,C_r^*) \tag{5.61}$$

2）当 $C_r^*\to\infty$ 时，蓄热式换热器的效率 ε 接近于间壁式换热器。$C_r^*\geqslant 5$ 和 $C_r^*=\infty$ 时效率 ε 的差是非常小，在设计过程中可以忽略掉。

因此，通过式(5.52)的选取，我们已经阐明在没有夹带泄漏的情况下蓄热式换热器和间壁式换热器的相同点和不同点。

下面的讨论是 Kays 和 London 通过研究图5.3、表5.1 中 $C^*=1$ 和 $C^*<1$ 的情况得出的结论。

1）对于给定 C_r^* 和 C^* 的值，换热器的效率随着 NTU_0 的增大而增大。对于所有的 C_r^* 和 C^*，$\varepsilon\to 1$ 时，$NTU_0\to\infty$。

2）对于给定 NTU_0、C_r^* 和 C^* 的值，换热器效率 ε 随着 C_r^* 值的增大而增大，并且逐渐接近于逆流间壁式换热器效率的值。

3）对于给定 NTU_0、C_r^* 的值，换热器效率 ε 随着 C^* 值的增大而增大。在较低的 NTU_0 范围内，ε 百分数的变化是最大的，并且这个 ε 百分数的变化随着 C_r^* 值的增大而增大。

4）对于 $\varepsilon<40\%$ 和 $C_r^*>0.6$ 的情况，C_r^* 和 C^* 对于换热器效率没有明显的影响。

现在我们可以在较大的 C_r^* 和 C^* 范围内，用目前的近似公式估算换热器效率 ε。根据 Kays 和 London 提出的经验公式，当 $\varepsilon<90\%$ 时 C_r^* 对 ε 的影响如下。

$$\varepsilon=\varepsilon_{cf}\left[1-\frac{1}{9(C_r^*)^{1.93}}\right] \tag{5.62}$$

其中，ε_{cf}是逆流间壁式换热器的效率，表达式如下。

$$\varepsilon_{cf}=\frac{1-\exp[-NTU_0(1-C^*)]}{1-C^*\exp[-NTU_0(1-C^*)]}\xrightarrow[C^*=1]{}\frac{NTU_0}{1+NTU_0} \tag{5.63}$$

式(5.62)与 Lambertson 表格式结果的误差为 1，适用于下面的范围：$2<NTU_0<14$，$C_r^*\leqslant 1.5$ 或者 $NTU_0\leqslant 20$，$C_r^*=2$ 或者 $C_r^*\geqslant 5$，NTU_0 为复杂范围。随 C^* 的值减小，当 C_r^* 的值较小时，由于近似而造成的误差会增大。例如，要精确地使误差在1%以内，应满足 $C_r^*\geqslant 1.5$，$C^*=0.9$ 或者 $C_r^*\geqslant 2.0$，$C^*=0.7$。

下面是 Razelos 提出的在 $C^*<1$ 的情况下，计算换热器效率 ε 的近似步骤。对于 NTU_0、C^*、C_r^* 的值已知的情况，计算平衡换热器($C^*=1$)的 C_r^* 和 NTU_0 的当量值(用下角标 m 来指定)的方程如下。

$$NTU_{0,m}=\frac{2NTU_0C^*}{1+C^*} \tag{5.64}$$

$$C_{r,m}^*=\frac{2C_r^*C^*}{1+C^*} \tag{5.65}$$

由上式得到的 $NTU_{0,m}$ 和 $C_{r,m}^*$，可以利用式(5.58)来计算 ε_r。其中 $\varepsilon=\varepsilon_r$ 或者利用近似等式：

$$\varepsilon_r=\frac{NTU_{0,m}}{1+NTU_{0,m}}\left[1-\frac{1}{9\,(C_{r,m}^*)^{1.93}}\right] \tag{5.66}$$

接下来计算 ε，有

$$\varepsilon=\frac{1-\exp\left[\frac{\varepsilon_r(C^{*2}-1)}{2C^*(1-\varepsilon_r)}\right]}{1-C^*\exp\left[\frac{\varepsilon_r(C^{*2}-1)}{2C^*(1-\varepsilon_r)}\right]} \tag{5.67}$$

将上式与式(5.62)比较，可以看出在 $C^*<1$ 的时候，Razelos 得出的近似的 ε 值比式(5.62)中的值更精确。而 $C_r^*=\infty$ 时，用式(5.62)和式(5.67)求 ε 是一样的。需要注意的是，无论是用上面的近似方法还是直接用式(5.62)来求 ε，我们最多需要表5.1或者图5.3；所以对于 $C^*<1$ 时是不需要列表数据的。

5.2.5　顺流蓄热式换热器中的 ε—NTU_0 法

顺流蓄热式换热器的微分方程和边界条件方程除了式(5.36)以外，与式(5.31)～式(5.38)是一样的。这种情况下式(5.36)的边界条件变为

$$\tau_c^*(0,\tau_c^*)=0,\ 0\leqslant\tau_c^*\leqslant1 \tag{5.68}$$

解也是与 ε 关于式(5.52)中逆流蓄热式换热器同样的四个量纲为一组的函数。Theoclitus 和 Eckrich 用有限差分法获得了数值解。他们覆盖了下面的参数范围：$1\leqslant NTU_0\leqslant10$，$0.5\leqslant C^*\leqslant1.0$，$0.2\leqslant C_r^*\leqslant\infty$ 和 $0.25\leqslant(hA)^*\leqslant1$。$C^*=1$ 时的解在图5.4中列出。

从图5.4中分析一下，可以有趣地发现顺流蓄热式换热器的效率在间壁式换热器($\varepsilon_{max}=50\%$)效率 ε 的值的上下波动。波动程度随着 C_r^* 的增大而大幅度减小。顺流蓄热式换热器的效率在 $C_r^*\approx1$ 时达到最大，并且超过了顺流间壁式换热器效率。这些结果与用逆流间壁换热器表达的极限效率的逆流蓄热式换热器的结果作比较，它们从来没有被超过。但是随着 C_r^* 的增大，逐渐接近。

与间壁式换热器类似，蓄热式换热器的实际应用过程中，在1.6.1.2中提到的前三种情况下，有时宁愿选顺流而不是逆流。

表 5.1　当 $C^*=1.0$ 及 $(hA)^*=1$ 时，逆流蓄热器 ε 是 NTU 的函数

NTU_0	$C_r^*=1.0$	$C_r^*=1.5$	$C_r^*=2.0$	$C_r^*=2.5$	$C_r^*=3.0$	$C_r^*=3.5$	$C_r^*=4.0$	$C_r^*=4.5$	$C_r^*=5.0$	$C_r^*=10.0$	$C_r^*=\infty$
0.5	0.3321	0.3282	0.3304	0.3315	0.3320	0.3324	0.3326	0.3328	0.3329	0.3332	0.3333
1.0	0.4665	0.4845	0.4912	0.4943	0.4960	0.4971	0.4978	0.4982	0.4986	0.4996	0.5000
1.5	0.5477	0.5757	0.5861	0.5910	0.5937	0.5954	0.5965	0.5972	0.5977	0.5994	0.6000
2.0	0.6006	0.6359	0.6490	0.6553	0.6587	0.6608	0.6622	0.6631	0.6638	0.6659	0.6667
2.5	0.6383	0.6791	0.6940	0.7011	0.7051	0.7075	0.7091	0.7102	0.7109	0.7134	0.7143
3.0	0.6672	0.7117	0.7279	0.7356	0.7399	0.7425	0.7442	0.7454	0.7463	0.7491	0.7500
3.5	0.6900	0.7374	0.7544	0.7625	0.7670	0.7698	0.7716	0.7729	0.7738	0.7768	0.7778
4.0	0.7086	0.7583	0.7757	0.7840	0.7887	0.7916	0.7935	0.7948	0.7958	0.7989	0.8000
4.5	0.7242	0.7756	0.7933	0.8017	0.8065	0.8094	0.8114	0.8128	0.8138	0.8171	0.8182
5.0	0.7375	0.7903	0.8080	0.8165	0.8213	0.8243	0.8264	0.8278	0.8288	0.8322	0.8333
5.5	0.7491	0.8029	0.8206	0.8290	0.8339	0.8369	0.8390	0.8404	0.8415	0.8450	0.8462
6.0	0.7592	0.8139	0.8315	0.8398	0.8447	0.8477	0.8498	0.8513	0.8524	0.8559	0.8571
6.5	0.7682	0.8236	0.8410	0.8492	0.8540	0.8571	0.8592	0.8607	0.8618	0.8654	0.8667
7.0	0.7762	0.8322	0.8494	0.8575	0.8622	0.8653	0.8674	0.8689	0.8701	0.8737	0.8750
7.5	0.7834	0.8399	0.8568	0.8648	0.8695	0.8726	0.8747	0.8762	0.8773	0.8811	0.8824
8.0	0.7900	0.8468	0.8635	0.8713	0.8759	0.8790	0.8811	0.8827	0.8838	0.8876	0.8889
8.5	0.7959	0.8531	0.8695	0.8771	0.8817	0.8848	0.8869	0.8885	0.8896	0.8934	0.8947
9.0	0.8014	0.8588	0.8749	0.8824	0.3869	0.8900	0.8921	0.8937	0.8948	0.8987	0.9000
9.5	0.8065	0.8641	0.8799	0.8872	0.8917	0.8947	0.8968	0.8984	0.8995	0.9034	0.9048
10.0	0.8111	0.8689	0.8844	0.8916	0.8960	0.8990	0.9011	0.9026	0.9038	0.9077	0.9091
10.5	0.8155	0.8733	0.8886	0.8956	0.8999	0.9029	0.9050	0.9065	0.9077	0.9117	0.9130
11.0	0.8195	0.8774	0.8924	0.8992	0.9035	0.9064	0.9086	0.9101	0.9113	0.9153	0.9167
11.5	0.8233	0.8813	0.8960	0.9026	0.9068	0.9097	0.9119	0.9134	0.9146	0.9186	0.9200
12.0	0.8268	0.8848	0.8993	0.9058	0.9099	0.9128	0.9149	0.9165	0.9176	0.9217	0.9231
12.5	0.8302	0.8882	0.9204	0.9087	0.9127	0.9156	0.9177	0.9193	0.9205	0.9245	0.9259

（续）

NTU_0	$C_r^*=1.0$	$C_r^*=1.5$	$C_r^*=2.0$	$C_r^*=2.5$	$C_r^*=3.0$	$C_r^*=3.5$	$C_r^*=4.0$	$C_r^*=4.5$	$C_r^*=5.0$	$C_r^*=10.0$	$C_r^*=\infty$
13.0	0.8333	0.8913	0.9053	0.9114	0.9154	0.9182	0.9203	0.9219	0.9231	0.9271	0.9286
13.5	0.8363	0.8942	0.9079	0.9140	0.9178	0.9207	0.9228	0.9243	0.9255	0.9296	0.9310
14.0	0.8391	0.8970	0.9105	0.9163	0.9202	0.9230	0.9250	0.9266	0.9278	0.9319	0.9333
14.5	0.8417	0.8996	0.9128	0.9186	0.9223	0.9251	0.9272	0.9287	0.9299	0.9340	0.9355
15.0	0.8442	0.9020	0.9151	0.9207	0.9243	0.9271	0.9292	0.9307	0.9319	0.9360	0.9375
16	0.8489	0.9065	0.9192	0.9245	0.9280	0.9307	0.9328	0.9344	0.9356	0.9397	0.9412
17	0.8532	0.9106	0.9229	0.9279	0.9313	0.9340	0.9360	0.9376	0.9388	0.9430	0.9444
18	0.8571	0.9143	0.9262	0.9310	0.9343	0.9369	0.9389	0.9405	0.9417	0.9459	0.9474
19	0.8607	0.9176	0.9292	0.9338	0.9370	0.9395	0.9415	0.9431	0.9443	0.9485	0.9500
20	0.8640	0.9207	0.9320	0.9363	0.9394	0.9419	0.9439	0.9455	0.9467	0.9509	0.9524
25	0.8775	0.9328	0.9427	0.9461	0.9487	0.9510	0.9530	0.9545	0.9557	0.9600	0.9615
30.0	0.8874	0.9412	0.9502	0.9529	0.9551	0.9572	0.9591	0.9607	0.9619	0.9662	0.9677
35.0	0.8951	0.9475	0.9558	0.9578	0.9597	0.9617	0.9636	0.9651	0.9663	0.9707	0.9722
40.0	0.9014	0.9524	0.9600	0.9616	0.9632	0.9651	0.9670	0.9685	0.9697	0.9740	0.9756
45.0	0.9065	0.9562	0.9634	0.9646	0.9660	0.9678	0.9696	0.9711	0.9723	0.9767	0.9783
50.0	0.9109	0.9594	0.9662	0.9670	0.9682	0.9700	0.9717	0.9732	0.9744	0.9788	0.9804
60.0	0.9180	0.9642	0.9704	0.9707	0.9716	0.9732	0.9749	0.9764	0.9776	0.9820	0.9836
70.0	0.9235	0.9677	0.9734	0.9733	0.9740	0.9755	0.9772	0.9787	0.9799	0.9843	0.9859
80.0	0.9280	0.9704	0.9758	0.9754	0.9758	0.9773	0.9789	0.9804	0.9816	0.9860	0.9877
90.0	0.9317	0.9725	0.9776	0.9770	0.9773	0.9787	0.9803	0.9817	0.9829	0.9874	0.9890
100.0	0.9348	0.9742	0.9791	0.9782	0.9784	0.9798	0.9814	0.9828	0.9840	0.9885	0.9901
200.0	0.9522	0.9820	0.9860	0.9841	0.9837	0.9848	0.9863	0.9877	0.9889	0.9934	0.9950
300.0	0.9602	0.9847	0.9884	0.9861	0.9854	0.9864	0.9879	0.9894	0.9905	0.9950	0.9967
400.0	0.9650	0.9861	0.9896	0.9871	0.9863	0.9873	0.9888	0.9902	0.9914	0.9959	0.9975
500.0	0.9684	0.9869	0.9903	0.9877	0.9869	0.9878	0.9893	0.9907	0.9919	0.9964	0.9980

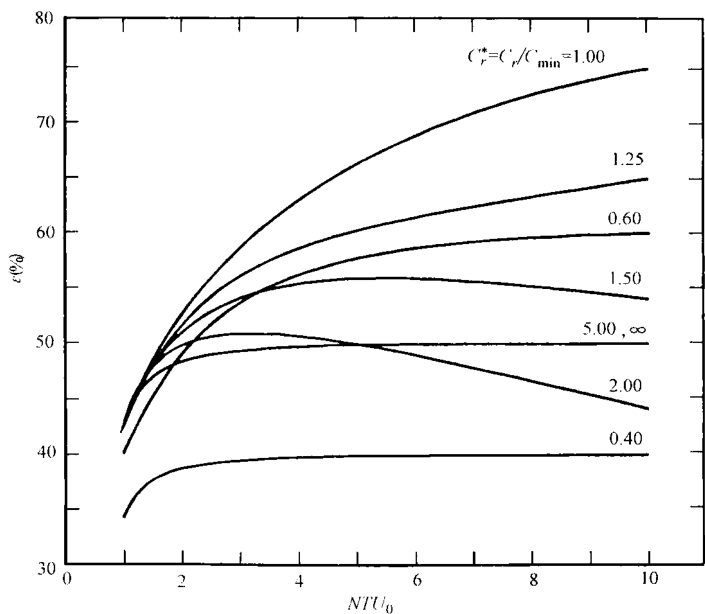


图 5.4 顺流蓄热式换热器的效率 ε 在 $C_r^*=1$ 和 $(hA)^*=1$ 时为 NTU_0 的函数

例 5.1 锅炉中安装有一蓄热式换热器，换热器的旋转式喷灌器以 4r/min 进行旋转。其流动的烟气(热)和空气(冷)圆盘扇形夹角分别为 195°和 165°。转子的直径为 2m，高为 0.4m，其中心轴的直径为 0.2m。基体材料的物性参数如下：

密度 $=7800\mathrm{kg/m^3}$　　充填密度 $=1200\mathrm{m^2/m^3}$

比热容 $=0.44\mathrm{kJ/(kg\cdot k)}$　　孔隙度 $=0.76$

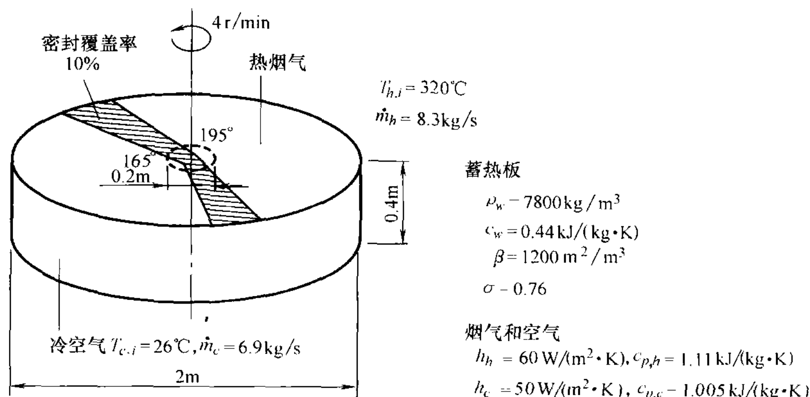
烟气和空气流以逆流的方式流动，它们的物性参数如下：

	烟气	空气		烟气	空气
传热系数 $\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$	60	50	质量流量 kg/s	8.3	6.9
质量定压热容 $\mathrm{kJ/(kg\cdot K)}$	1.11	1.005	入口温度℃	320	26

假定转子有 10% 的面积被径向的密封装置覆盖，计算蓄热式换热器的效率和换热量(烟气到空气)。

求解：

问题的数据和简述：图例 5.1 中列出了冷、热两种流体的传热系数、流体流速和入口温度。另外，蓄热式换热器的几何尺寸、转子转速，以及冷热流体和蓄



图例 5.1　蓄热式换热器换热过程示意图

热板材料的物性参数也给出。

确定：蓄热式换热器的效率和换热量(烟气到空气)。

假设：在此用 5.1.1 节中的假设。

分析：换热器效率 ε 是式(5.52)的四个量纲为一组的函数，有

$$\varepsilon=\phi[NTU_0,C^*,C_r{}^*,(hA)^*]$$

要确定对流传导率$(hA)^*$是否可以忽略不计，首先要弄清哪一侧有较低的热容量。

$$C_h=\dot{m}_h c_{p,h}=8.3kg/s\times1.11kJ/(kg\cdot K)=9.21kW/K$$

$$C_c=\dot{m}_c c_{p,c}=6.9kg/s\times1.005kJ/(kg\cdot K)=6.93kW/K$$

因此，有

$$C_{max}=C_h=9.21kW/K$$

$$C_{min}=C_c=6.93kW/K$$

$$C^*=\frac{C_{min}}{C_{max}}=\frac{6.93kW/K}{9.21kW/K}=0.752$$

得

$$(hA)^*=\frac{C_{min}\text{侧的}(hA)}{C_{max}\text{侧的}(hA)}$$

这里需要注意，两侧的传热表面积与圆盘扇面夹角成正比，即

$$(hA)^*=\frac{50W/(m^2\cdot K)\times165°}{60W/(m^2\cdot K)\times195°}=0.71$$

与 Lambertson 指出的一样，当 $0.25\leqslant(hA)^*\leqslant4$ 时，$(hA)^*$ 对换热器效率 ε 的影响可以忽略不计。因此，在此题中 $(hA)^*=0.71$，其影响可以忽略不计，即有

$$\varepsilon=\phi(NTU_0,C^*,C_r{}^*)$$

为确定 C_r^*，我们首先确定蓄热板质量。

M_w = 转子横断面积 − 中心轴横断面积 × 转子高度 × 换热板密度 × 密实度

$$= \frac{\pi}{4}\times(2^2-0.2^2)\text{m}^2\times0.4\text{m}\times7800\text{kg/m}^3\times(1-0.76)=2328.9\text{kg}$$

知道了基体质量，它的热容量计算如下。

$$C_r = M_w c_w N = 2328.9\text{kg}\times0.44\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}\times\frac{4}{60}\text{r/s}=68.3\text{kW/K}$$

知道了 C_r 和 C_{min}，可以有

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{68.3\text{kW/K}}{6.93\text{kW/K}} = 9.86$$

为了找到热侧和冷侧的传热表面积，我们注意到蓄热板总的表面积 A 可用下面的公式计算。

A = 转子横断面积 − 中心轴横断面积 × 转子高度 × 填充度 β
× 转子表面积中未被填充物覆盖的比例

$$A = \frac{\pi}{4}\times(2^2-0.2^2)\text{m}^2\times0.4\text{m}\times1200\text{m}^2/\text{m}^3\times(1-0.1)=1343.6\text{m}^2$$

冷热流体传热面积分别与扇面夹角成正比，即有

$$A_h = \left(\frac{195°}{360°}\right)A = \left(\frac{195°}{360°}\right)\times1343.6\text{m}^2 = 727.8\text{m}^2$$

$$A_c = \left(\frac{165°}{360°}\right)A = \left(\frac{165°}{360°}\right)\times1343.6\text{m}^2 = 615.8\text{m}^2$$

因此有

$$(hA)_h = 60\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}\times727.8\text{m}^2 = 43668\text{W/K} = 43.67\text{kW/K}$$

$$(hA)_c = 50\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}\times615.8\text{m}^2 = 30790\text{W/K} = 30.79\text{kW/K}$$

由前面式(5.48)得到的值，可以得出

$$NTU_0 = \frac{1}{C_{min}}\frac{1}{\frac{1}{(hA)_h}+\frac{1}{(hA)_c}} = \frac{1}{6.93\text{kW/K}}\left[\frac{1}{\left(\frac{1}{43.67}+\frac{1}{30.79}\right)\text{k/kW}}\right] = 2.606$$

知道了 C^* 和 NTU_0 就可以用式(5.63)得出交叉流蓄热式换热器的效率 ε_{cf} 为

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1-\exp[-NTU_0(1-C^*)]}{1-C^*\exp[-NTU_0(1-C^*)]} = \frac{1-\exp[-2.606(1-0.752)]}{1-0.752\exp[-2.606(1-0.752)]} = 0.7855$$

通过 C_r^* 和 ε_{cf} 以及式(5.62)($\varepsilon \leqslant 0.9$)可以得出蓄热式换热器的功率 ε 为

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf}\left(1-\frac{1}{9C_r^{*\,1.93}}\right) = 0.7855\left(1-\frac{1}{9\times9.86^{1.93}}\right) = 0.7844$$

通过定义有

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{q}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

因此，

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = 0.7844 \times 6.93\text{kW/K} \times (320 - 60)\text{K} = 1598\text{kW}$$

由 C^* 值，我们现在验证 Razelos 法求解 ε。首先计算式(5.64)~式(5.66)的参数 $NTU_{0,m}$、$C^*_{r,m}$和 ε，有

$$NTU_{0,m} = \frac{2NTU_0 C^*}{1 + C^*} = \frac{2 \times 2.606 \times 0.752}{1 + 0.752} = 2.237$$

$$C_{r,m}^* = \frac{2C_r^* C^*}{1 + C^*} = \frac{2 \times 9.86 \times 0.752}{1 + 0.752} = 8.46$$

$$\varepsilon_r = \frac{NTU_{0,m}}{1 + NTU_{0,m}}\left(1 - \frac{1}{9C_{r,m}^{*\,1.93}}\right) = \frac{2.237}{1 + 2.237}\left(1 - \frac{1}{9 \times 8.46^{1.93}}\right) = 0.6898$$

根据这些参数的值，可以计算出蓄热式换热器的效率如下。

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\dfrac{\varepsilon_r(C^{*2} - 1)}{2C^*(1 - \varepsilon_r)}\right]}{1 - C^*\exp\left[\dfrac{\varepsilon_r(C^{*2} - 1)}{2C^*(1 - \varepsilon_r)}\right]}$$

$$= \frac{1 - \exp\left[\dfrac{0.6898(0.752^2 - 1)}{2 \times 0.752(1 - 0.6898)}\right]}{1 - 0.752\exp\left[\dfrac{0.6898(0.752^2 - 1)}{2 \times 0.752(1 - 0.6898)}\right]} = 0.7842$$

上式得出的 ε 的值与式(5.62)得出的0.7844非常接近。因此，上面计算的 q 值本质上是相同的。

讨论和注释：确定蓄热式换热器的效率和换热量与间壁式换热器的一样都很简单。唯独不同的是：蓄热式换热器效率的确定需要用 C_r^*、$(hA)^*$ 以及 NTU_0 和 C^*，而间壁式换热器中只用到了后面两个量纲为一组。

将 Kays 和 London 法和 Razelos 法作比较，可以发现两种方法都可以得到与实际接近的换热器效率。其中 Razelos 法在 C^* 值较低的情况下更精确些。

如例题中所示，在 C_r^* 值较高的情况下蓄热式换热器的效率接近间壁式换热器效率值。这里可以看出当 $C_r^* = 9.86$，$\varepsilon \approx \varepsilon_{cf}$(0.784 对比 0.785)。当考虑密封装置和夹带泄漏时，实际的效率值要比0.784小，这主要取决于泄漏的数量。这些泄漏的影响将在5.6节中讨论。

例5.2　现有一转子转速为10r/min的回旋型蓄热式换热器用来从流速为10kg/s的250℃烟气中回收热量。传热给流速为10kg/s的10℃空气。转子高度及直径分别为0.22m和1.6m，其表面积大约为1.8m^2。蓄热板的质量为150kg，表面积与体积的比为3000m^2/m^3，且基体材料的平均比热容为0.8kJ/(kg·K)。

冷、热两种流体的传热系数均为 $30W/(m^2 \cdot K)$，烟气的平均质量定压热容为 $1.15kJ/(kg \cdot K)$，空气的平均质量定压热容为 $1.005kJ/(kg \cdot K)$。烟气与空气的分离比例为 50%∶50%。对于逆流布置形式，计算下面的值：

① 蓄热器效率。

② 热回收率，烟气和空气的出口温度。

③ 如果转轮速度增大到 20r/min，求热回收率和烟气及空气的出口温度。

④ 如果转子速度减小到 5r/min，求热回收率和烟气及空气的出口温度。

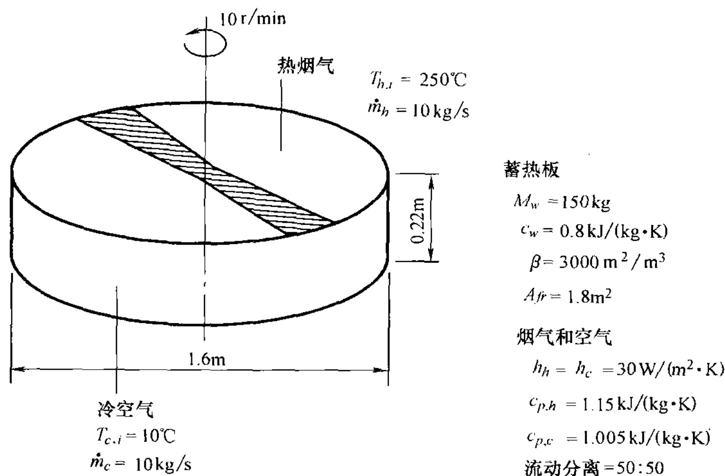
求解：

问题的数据和简述：图例 5.2 中列出了两种流体的传热系数、流体流速和入口温度。另外，蓄热器的几何尺寸、转子转速也被指定，以及冷、热流体和蓄热板材料的物性参数也给出。

确定：①蓄热器效率；②给定转速下的热回收率、烟气及空气的出口温度；③转速增加，求热回收率和烟气及空气的出口温度；④转速减小，求热回收率和烟气及空气的出口温度。

假设：在此用 5.1.1 节中的假设，密封面覆盖的表面积忽略不计。

分析：①蓄热式换热器的效率可以用式(5.62)与式(5.63)来计算，对 $\varepsilon \leqslant 0.9$ 有效。因此首先要确定 C^*、C_r^*、NTU_0。下面计算热容量的变化。



图例 5.2 回转型蓄热式换热器换热过程示意图

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} = 10kg/s \times 1.15kJ/(kg \cdot K) = 11.5kJ/(s \cdot K) = 11.5kW/K$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} = 10kg/s \times 1.005kJ/(kg \cdot K) = 10.05kJ/(s \cdot K) = 10.05kW/K$$

$$C_{max} = C_h = 11.5kW/K \quad C_{min} = C_c = 10.05kW/K$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{10.05\text{kW/K}}{11.5\text{kW/K}} = 0.8739$$

$$C_r = M_w c_w N = 150\text{kg} \times 0.8\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)} \times \frac{10}{60}\text{r/s} = 20\text{kW/K}$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{20\text{kW/K}}{10.05\text{kW/K}} = 1.99$$

修正总传热系数 U_0，忽略外壁热阻和污垢热阻，由下式求得

$$\frac{1}{(U_0A)_h} = \frac{1}{(U_0A)_c} = \frac{1}{h_hA_h} + \frac{1}{h_cA_c}$$

由于冷、热两侧换热面积相等(因为分离比例为 50%:50%；也就是 $A_h = A_c$)，所以 U_0 有

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} = \frac{1}{30\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}} + \frac{1}{30\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}} = \frac{1}{15}\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

或者

$$U_0 = 15\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

总的传热面积 A 表示为

$$\begin{aligned} A &= \text{蓄热板阵体积} \times \text{表面密度} \\ &= \text{蓄热板阵表面积} \times \text{高} \times \text{表面密度} \\ &= 1.8\text{m}^2 \times 0.22\text{m} \times 3000\text{m}^2/\text{m}^3 = 1188\text{m}^2 \end{aligned}$$

因此，

$$A_h = A_c = 594\text{m}^2$$

因此 NTU_0 确定如下。

$$NTU_0 = \frac{U_0A}{C_{min}} = \frac{15\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 594\text{m}^2}{10.05 \times 10^3\text{W/K}} = 0.8866$$

现在就可以估算出 ε 和 ε_{cf} 的值为

$$\begin{aligned} \varepsilon_{cf} &= \frac{1 - \exp[-NTU_0(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU_0(1 - C^*)]} \\ &= \frac{1 - \exp[-0.8866(1 - 0.8739)]}{1 - 0.8739\exp[-0.8866(1 - 0.8739)]} = 0.4840 \end{aligned}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf}\left(1 - \frac{1}{9C_r^{*1.93}}\right) = 0.4840\left(1 - \frac{1}{9 \times 1.99^{1.93}}\right) = 0.4697$$

② 根据定义有

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

因此

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = 0.4697 \times 10.05\text{kW/K} \times (250 - 10)\text{K} = 1133\text{kW}$$

我们可以通过能量守恒来确定冷、热两种流体的出口温度为

$$T_{c,o}=T_{c,i}+\frac{q}{C_c}=10℃+\frac{1133\text{kW}}{10.05\text{kW}/℃}=122.7℃$$

$$T_{h,o}=T_{h,i}+\frac{q}{C_h}=250℃-\frac{1133\text{kW}}{11.5\text{kW}/℃}=151.5℃$$

③ 当转子速度增加到20r/min有

$$C_r=M_w c_w N=150\text{kg}\times 0.8\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})\times\frac{20}{60}\text{r/s}=40\text{kW/K}$$

$$C_r{}^*=\frac{C_r}{C_{\min}}=\frac{40\text{kW/K}}{10.05\text{kW/K}}=3.98$$

这种情况下，ε_{cf}与情况①中的值一样，因为ε_{cf}不受转子速度的影响。那么可以求得

$$\varepsilon=\varepsilon_{cf}\left(1-\frac{1}{9C_r{}^{*1.93}}\right)=0.4840\times\left(1-\frac{1}{9\times3.98^{1.93}}\right)=0.4803$$

$$q=\varepsilon C_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})=0.4803\times10.05\text{kW/K}\times(250-10)\text{K}=1158\text{kW}$$

$$T_{c,o}=T_{c,i}+\frac{q}{C_c}=10℃+\frac{1158\text{kW}}{10.05\text{kW}/℃}=125.2℃$$

$$T_{h,o}=T_{h,i}+\frac{q}{C_h}=250℃-\frac{1158\text{kW}}{11.5\text{kW}/℃}=149.3℃$$

④ 当转子速度减小到5r/min有

$$C_r=M_w c_w N=150\text{kg}\times 0.8\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})\times\frac{5}{60}\text{r/s}=10\text{kW/K}$$

$$C_r{}^*=\frac{C_r}{C_{\min}}=\frac{10\text{kW/K}}{10.05\text{kW/K}}=0.995$$

$$\varepsilon=\varepsilon_{cf}\left(1-\frac{1}{9C_r{}^{*1.93}}\right)=0.4840\times\left(1-\frac{1}{9\times0.995^{1.93}}\right)=0.4297$$

$$q=\varepsilon C_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})=0.4297\times10.05\text{kW/K}\times(250-10)\text{K}=1036\text{kW}$$

$$T_{c,o}=T_{c,i}+\frac{q}{C_c}=10℃+\frac{1036\text{kW}}{10.05\text{kW}/℃}=113.1℃$$

$$T_{h,o}=T_{h,i}+\frac{q}{C_h}=250℃-\frac{1036\text{kW}}{11.5\text{kW}/℃}=159.9℃$$

讨论和注释：这一例子说明了转子速度对热回收率和冷、热两种流体出口温度的影响。如下面所列：转子速度越高，热回收率和冷流体的出口温度就越高，热流体的出口温度就越低。但是，通过对转子速度分别为5r/min，10r/min，20r/min的结果作比较可以发现：它们的变化率随着$C_r{}^*$的增大而减小。转子速度（在低$C_r{}^*$工况下运行）对于这三个参量都有明显的重要影响。

转子速度 /(r/min)	热回收率 /kW	冷流体(空气) 出口温度/℃	热流体(烟气) 出口温度/℃	ε
5	1036	113.1	159.9	0.4297
10	1133	122.7	151.5	0.4697
20	1158	125.2	149.3	0.4803

通过计算蓄热式换热器的效率可以发现它与逆流间壁式换热器($\varepsilon_{cf}=0.4840$)的效率相近，随着转子速度(和 C_r^*)的增大，效率 ε 也增大。

例 5.3 用下面的数据确定用于车辆气体涡轮的双片式(平行布置)逆流回转型蓄热式换热器的效率和冷热两种流体的出口温度。

运行条件	转子几何参数(不包含边缘装置)
空气流量 = 2.029kg/s	转子直径 = 0.683m
烟气流量 = 2.094kg/	中心轴直径 = 0.076m
转子转速 = 15r/min	密封面所占面积 = 7%
空气进口温度 = 480℃	蓄热板阵有效质量(两个) = 34.93kg
烟气进口温度 = 960℃	蓄热板阵填充度 $\beta=5250\text{m}^2/\text{m}^3$
流动距离 = 0.0715m	烟气与空气的分离比例为 50%:50%
传热系数	**物性参数**
$h_{空气}=220.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	$c_{p,空气}=1.050\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$h_{烟气}=240.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	$c_{p,烟气}=1.084\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
	$c_w=1.130\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

求解：

问题数据和简述：图例 5.3 中列出了冷、热两种流体的传热系数、流体流速和入口温度。另外，蓄热式换热器的几何尺寸、转子转速也被指定，以及冷、热流体和蓄热板材料的物性参数也给出。

确定：蓄热式换热器的效率及冷、热两种流体的出口温度。

假设：5.1.1 节中的假设在此可以调用。

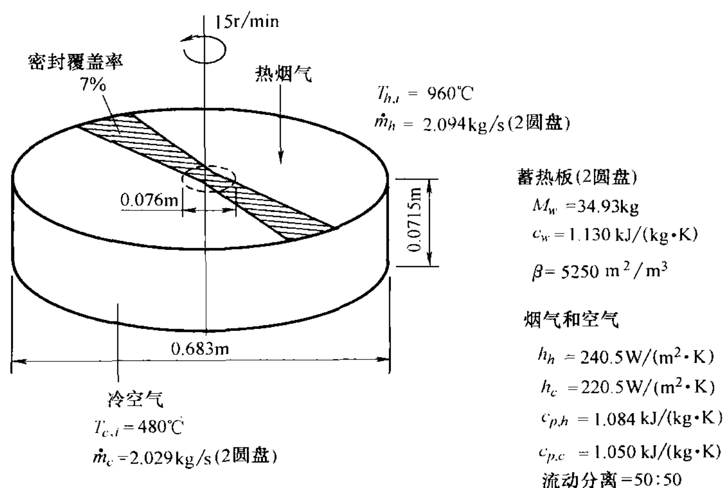
分析：要求出换热器的效率 ε，首先应该估算出量纲为一组 NTU_c、C^*、C_r^*、$(hA)^*$。要达到这一步，首先应求出正面面积和所有圆盘的体积。

正面面积 = (圆盘面积 - 中心轴面积) × (1 - 密封装置面积所占比例) × 圆盘数量

$$=\frac{\pi}{4}\times(0.683^2-0.076^2)\text{m}^2\times(1-0.07)\times 2=0.673\text{m}^2$$

蓄热板的体积 = 正面面积 × 流动距离(圆盘高)

$$=0.673\text{m}^2\times 0.0715\text{m}=0.0481\text{m}^3$$



图例 5.3 回转型蓄热式换热器换热过程示意图

总的换热面积可以求出，为

$$A=\beta V=5250\text{m}^2/\text{m}^3\times0.0481\text{m}^3=252.53\text{m}^2$$

由于烟气与空气的分离比例为 50:50，所以冷热两侧的面积是相等的。那么有

$$A_h=A_c=\frac{252.53\text{m}^2}{2}=126.26\text{m}^2$$

知道了换热面积和两侧的传热系数，可以求得

$$(hA)_h=240.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times126.26\text{m}^2=30366\text{W/K}=30.37\text{kW/K}$$

$$(hA)_c=220.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times126.26\text{m}^2=27840\text{W/K}=27.84\text{kW/K}$$

$$(hA)_h=\frac{(hA)_c}{(hA)_h}=\frac{27.84\text{kW/K}}{30.37\text{kW/K}}=0.917$$

根据两种流体的流量和比热容，可以求得

$$C_h=\dot{m}_hc_{p,h}=2094\text{kg/s}\times1.084\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})=2270\text{kW/K}$$

$$C_c=\dot{m}_cc_{c,h}=2029\text{kg/s}\times1.050\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})=2130\text{kW/K}$$

$$C_{\min}=2130\text{kW/K}\quad C_{\max}=2270\text{kW/K}$$

$$C^*=\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=\frac{C_c}{C_h}=\frac{2130\text{kW/K}}{2270\text{kW/K}}=0.9383$$

$$C_r=M_wc_wN=34.93\text{kg}\times1.130\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})\times\frac{15}{60}\text{r/s}=9.868\text{kW/K}$$

$$C_r{}^*=\frac{C_r}{C_{\min}}=\frac{9.868\text{kW/K}}{2.130\text{kW/K}}=4.63$$

$$NTU_0=\frac{1}{C_{\min}}\frac{1}{\frac{1}{(hA)_h}+\frac{1}{(hA)_c}}=\frac{1}{2130\text{kW/K}}\left[\frac{1}{\left(\frac{1}{30.37}+\frac{1}{27.84}\right)\text{K/kW}}\right]=6.819$$

根据前面得出的 NTU_c、C^*、C_r^*、$(hA)^*$ 的值，可以用式(5.63)和式(5.62)计算出换热器的效率 ε 和 ε_{cf} 为

$$\varepsilon_{cf}=\frac{1-\exp[-NTU_0(1-C^*)]}{1-C^*\exp[-NTU_0(1-C^*)]}$$

$$=\frac{1-\exp[-6.819(1-0.9383)]}{1-0.9383\exp[-6.819(1-0.9383)]}=0.8945$$

将这个值带入到式(5.62)中，可以得到

$$\varepsilon=\varepsilon_{cf}\left(1-\frac{1}{9C_r^{*1.93}}\right)=0.8945\left(1-\frac{1}{9\times4.63^{1.93}}\right)=0.8893$$

知道了换热器效率 ε，流体的平均出口温度，根据 ε 定义很容易计算出：

$$T_{h,o}=T_{h,i}-\varepsilon C^*(T_{h,i}-T_{c,i})=960℃-0.8893\times0.9383\times(960-480)℃=559.5℃$$

$$T_{c,o}=T_{c,i}-\varepsilon(T_{h,i}-T_{c,i})=480℃-0.8893\times(960-480)℃=906.9℃$$

讨论和注释：除了是双转子的布置以外，例5.3和例5.1、例5.2很类似。为了便于分析我们选取两个转子作为一个整体考虑。我们也可以把单个转子进行分析，得出的结果是一样的。应该注意设计的蓄热器的转子速度是很高的，通过 $C_r^*=4.63$ 得出的换热器效率为 $\varepsilon=0.8893$，与纯逆流间壁式换热器的 $\varepsilon_{cf}=0.8893$ 有0.58%的差。

5.3 Λ—Π 法

这种确定蓄热式换热器性能的方法是Hausen得出的。他从式(5.14)和式(5.17)~式(5.19)入手开始分析固定蓄热板的蓄热式换热器。他定义了空间和时间的独立量纲为一变量以使得式(5.31)变为无参量。Hausen介绍了下面的现在一般称作schumann量纲为一独立变量的方法。[⊖]

$$\xi_j=\left(\frac{hA}{C}\right)_j\frac{x}{L}\qquad\eta_j=\left(\frac{hA}{C_r}\right)_j\tau_j,\ j=h\text{ 或者 }c\tag{5.69}$$

其中 A 表示蓄热板阵在第 j 个周期的总的换热面积，M_w 代表它的质量，以及根据式(5.2)和式(5.8)有 $\overline{C}_{r,j}=(M_wc_w)_j=M_wc_w$。将这些变量代入到式(5.14)和式

⊖ 如果闭模周期(dwell periods) $\tau_{d,h}$ 和 $\tau_{d,c}$ 可以忽略不计，那么 η_h 和 η_c 可以表示为

$$\eta_h=\frac{h_hA_h}{\overline{C}_{r,h}}\left(\tau_h-\frac{x}{L}\tau_{d,h}\right)\qquad\eta_c=\frac{h_cA_c}{\overline{C}_{r,c}}\left(\tau_c-\frac{x}{L}\tau_{d,c}\right)\tag{5.70}$$

(5.17)~式(5.19)中，就可知热流阶段有

$$\frac{\partial T_h}{\partial \xi_h}=T_w-T_h \quad \frac{\partial T_w}{\partial \eta_h}=T_h-T_w \tag{5.71}$$

对于冷流阶段有

$$\frac{\partial T_c}{\partial \xi_c}=T_c-T_w \quad \frac{\partial T_w}{\partial \eta_c}=T_c-T_w \tag{5.72}$$

这些公式都是不含参变量的。边界条件和周期流动条件和式(5.20)~式(5.23)的是一样的。

式(5.69)的独立变量 ξ 和 η 与周期无关，列出如下。

$$\xi=\frac{hA}{CL}x=bx\propto x \quad \eta=\frac{hA}{\overline{C}_r}\tau=c\tau\propto\tau \tag{5.73}$$

这里 b 和 c 是常数，因为由 5.1.1 节中列出的假设 h、A、C、L 和 $\overline{C}_r$ 都是常量。因为这个原因，所以变量 ξ 和 η 分别表示折合长度和折合周期变量。

如果将温度 T_h、T_c、T_w 如以前那样量纲为一化[式(5.28)]，那么根据式(5.69)~式(5.72)显然有

$$T_h^*,\ T_c^*,\ T_w^*=\phi(\xi_g,\xi_c,\eta_h,\eta_c) \tag{5.74}$$

对于换热器的总体性能来说，我们感兴趣的是确定出流体的平均时间的出口温度。根据式(5.69)对式(5.41)进行适当的修正，就可以按照定义[式(5.41)]得到这些温度的值。其中公式中的 τ 用 η_h 和 η_c 代替，而 η_h 和 η_c 分别表示冷热流体的流动周期。这些温度用换热器的效率来表示。由于在前面的分析中，对象只是某一时刻的一个蓄热板，所以冷热流体的流动都呈现间歇性。在理想的稳态周期条件中，在一个冷流周期或者热流周期中，真实的换热量为(单位为 J)

$$Q=C_hP_h(T_{h,i}-\overline{T}_{h,o})=C_cP_c(\overline{T}_{c,o}-T_{c,i}) \tag{5.75}$$

这意味着蓄热器是一个周期平衡，因为在热流期传到基体的热等于冷流期基体传到冷流体的热。在相同的流速和流体进口温度下，最大的可能传热是有无限表面积的逆流蓄热器。因此最大的传热可能为

$$Q_{\max}=(CP)_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i}) \tag{5.76}$$

因此，固定蓄热板蓄热式换热器(两个蓄热板)的效率定义如下。

$$\varepsilon=\frac{Q}{Q_{\max}}=\frac{(CP)_h(T_{h,i}-\overline{T}_{h,o})}{(CP)_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})}=\frac{(CP)_c(\overline{T}_{c,o}-T_{c,i})}{(CP)_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})} \tag{5.77}$$

但是，对于蓄热板阵固定的多蓄热板蓄热式换热器来说，可以通过仅考虑其中的一个蓄热板在冷热流周期(也就是一个完整的周期)中的运行情况来定义传热量。在冷热流周期中可能发生的最大换热量分别为

$$Q_{\max,h}=C_hP_h(T_{h,i}-T_{c,i}) \quad Q_{\max,c}=C_cP_c(T_{h,i}-T_{c,i}) \tag{5.78}$$

因此，在冷热流周期中的换热器效率分别为

$$\varepsilon_h = \frac{Q_h}{Q_{\max,h}} = \frac{C_h P_h (T_{h,i} - \overline{T}_{h,o})}{C_h P_h (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{T_{h,i} - \overline{T}_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = 1 - \overline{T}^*_{h,o} \tag{5.79}$$

$$\varepsilon_c = \frac{Q_c}{Q_{\max,c}} = \frac{C_c P_c (\overline{T}_{c,o} - T_{c,i})}{C_c P_c (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{\overline{T}_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = 1 - \overline{T}^*_{c,o} \tag{5.80}$$

其中，式(5.79)和式(5.80)中后部分的等式是根据式(5.28)的定义得出的。在式(5.79)和式(5.80)中的换热器的效率与间壁式换热器[式(3.51)和式(3.52)]中的温度效率相类似。Razelos 定义单蓄热板的总效率为

$$\varepsilon_r = \frac{Q_h + Q_c}{Q_{\max,h} + Q_{\max,c}} = \frac{2Q}{Q_{\max,h} + Q_{\max,c}} \tag{5.81}$$

利用式(5.79)～式(5.81)，可以将其表示为

$$\frac{1}{\varepsilon_r} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{1}{\varepsilon_c}\right) \quad \text{因此，} \varepsilon_r = \frac{2\left(\dfrac{C_c}{C_h}\right)}{1 + \left(\dfrac{C_c}{C_h}\right)}\varepsilon_c \tag{5.82}$$

对比式(5.77)和式(5.82)，可以发现对于两个蓄热板的蓄热式换热器有

$$\varepsilon = \left(\frac{1 + C^*}{2C^*}\right)\varepsilon_r \tag{5.83}$$

式(5.69)中的量纲为一独立变量配以 $x = L$，$\tau_h = P_h$ 或者 $\tau_c = P_c$，可以变成下列量纲为一参数[⊖]，即

$$\Lambda_j = \xi_j(L) = \left(\frac{hA}{C}\right) \quad \Pi_j = \eta_j(P_j) = \left(\frac{hA}{\overline{C}_r}\right)P_j \quad j = h \text{ 或者 } c \tag{5.84}$$

因此，蓄热式换热器的效率是四个参数的函数，即

$$\varepsilon = \phi(\Lambda_h, \Lambda_c, \Pi_h, \Pi_c) \tag{5.86}$$

根据式(5.84)的第一个等式，$\Lambda_j = \xi_j(L)$；根据式(5.73)，$\xi(L) = bL$，可以得到

$$\Lambda = bL \tag{5.87}$$

同样的，根据式(5.84)的第二个等式，$\Pi_j = \eta_j(P_j)$；根据式(5.73)，$\eta_j(P_j) = cP_j$。因此，还可以得到

$$\Pi = cP_h \text{ 或者 } cP_c \tag{5.88}$$

由于式(5.87)和式(5.88)中的 b 和 c 是定值，所以 Λ 和 Π 分别是蓄热器的折合长度和折合周期。折合长度 Λ 也可以指代换热器的量纲为一传热或者热尺寸[见

⊖ 如果闭模周期(dwell periods) $\tau_{d,h}$ 和 $\tau_{d,c}$ 不可以忽略不计，那么 Π_h 和 Π_c 可以表示为

$$\Pi_h = \eta_h(P_h) = \frac{h_h A_h}{\overline{C}_{r,h}}(P_h - \tau_{d,h}) \quad \Pi_c = \eta_c(P_c) = \frac{h_c A_c}{\overline{C}_{r,c}}(P_c - \tau_{d,c}) \tag{5.85}$$

例,式(5.107)],这种方法就称为Λ—Π法。它已经主要被用在固定蓄热板蓄热式换热器的设计上,但是也可以用在设计回转型蓄热式换热器上。在Λ—Π法中,根据Λ和Π的值,几种不同的符号名称被用于分类蓄热器。这些符号名称和它们在ε—NTU_0法中对应的量纲为一组在表5.2中列出。

对于最为普通的非平衡态不对称的蓄热式换热器,Razelos建议用下面的四个量纲为一组来代替式(5.86)中的量纲为一组。

$$\varepsilon,\ \varepsilon_r,\ \varepsilon_h,\ \varepsilon_c=\phi(\Lambda_m,\Pi_m,\gamma,R^*) \tag{5.89}$$

表5.2 各种类型蓄热式换热器中取决于量纲为一的符号名称

蓄热式换热器类型	Λ—Π法	η—NTU_0法
平衡态	$\Lambda_h/\Pi_h=\Lambda_c/\Pi_c$ 或 $\gamma=1$	$C^*=1$
非平衡态	$\Lambda_h/\Pi_h\neq\Lambda_c/\Pi_c$	$C^*\neq1$
对称	$\Pi_h=\Pi_c$ 或 $R^*=1$	$(hA)^*=1$
非对称	$\Pi_h\neq\Pi_c$	$(hA)^*\neq1$
平衡且对称	$\Lambda_h=\Lambda_c$, $\Pi_h=\Pi_h$	$(hA)^*=1$, $C^*=1$
平衡但不对称	$\Lambda_h/\Pi_h=\Lambda_c/\Pi_c$	$(hA)^*\neq1$, $C^*=1$
长度较大	$\Lambda/\Pi>5$	$C_r{}^*>5$

注:来源于Shah(1985)提供的数据。

其中,Λ_m和Π_m分别是平均折合长度和平均折合周期。Hausen建议用调和平均数的形式表示它们,即

$$\frac{1}{\Pi_m}=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{\Pi_h}+\frac{1}{\Pi_c}\right) \tag{5.90}$$

$$\frac{1}{\Lambda_m}=\frac{1}{2\Pi_m}\left(\frac{\Pi_h}{\Lambda_h}+\frac{\Pi_c}{\Lambda_c}\right) \tag{5.91}$$

定义γ和R^*为

$$\gamma=\frac{\dfrac{\Pi_c}{\Lambda_c}}{\dfrac{\Pi_h}{\Lambda_h}}=\frac{C_cP_c}{M_{w,c}c_w}\frac{M_{w,h}}{C_hP_h}=\frac{C_c}{C_h} \tag{5.92}$$

$$R^*=\frac{\Pi_h}{\Pi_c}=\frac{(hA)_h}{(hA)_c}\frac{P_h}{M_{w,h}c_w}\frac{M_{w,c}c_w}{P_c}=\frac{(hA_h)}{(hA)_c} \tag{5.93}$$

在式(5.92)和式(5.93)以及式(5.8)分别有$M_{w,h}c_w/P_h=C_{r,h}$和$M_{w,c}c_w/P_c=C_{r,c}$以及$C_{r,h}=C_{r,c}=C_r$。Razelos也指出了R^*对ε_r的影响在$1\leqslant R^*\leqslant5$[⊖]时可以忽略不

⊖ 由于当$C_c=C_{\min}$时有$R^*=1/(hA)^*$,所以在$0.25\leqslant(hA)^*\leqslant4$的范围内,$(hA)^*$对$\varepsilon$的影响可以忽略不计[Lambertson(1958)已经提出]。

计。因此有

$$\varepsilon_r = \phi(\Lambda_m, \Pi_m, \gamma) \tag{5.94}$$

他还指出：

$$\varepsilon_r(\Lambda_m, \Pi_m, \gamma) = \varepsilon_r(\Lambda_m, \Pi_m, 1/\gamma) \tag{5.95}$$

因此，ε_r 的列表只有在 $\gamma \leqslant 1$ 的情况下需要。

Schack 等人通过蓄热板阵[⊖]的利用系数 η 表征了固定蓄热板蓄热式换热器性能的测量。利用系数 η 的定义如下：蓄热板在一个周期内实际吸收或者传递出的热量与如果在无限横向热传导情况下的相应热量的比值。蓄热板在一个周期内吸收或者传递出的热量就是蓄热板在一个周期内由热流体（烟气）传递给蓄热板的热量或者蓄热板释放给冷流体（空气）的热量。

$$\eta = \frac{C_h P_h (T_{h,i} - \bar{T}_{h,o})}{(M_w c_w)_h (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c P_c (\bar{T}_{c,o} - T_{c,i})}{(M_w c_w)_c (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{\Pi_c}{\Lambda_c}\varepsilon_c = \frac{\varepsilon}{C_r^*} \tag{5.96}$$

因此很明显，C_r^* 的值越高利用系数就越低，也就是储存在换热器内的热量越少。

在列出具体结果之前，我们可以比较一下 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法中的量纲为一组。逆流蓄热式换热器的 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法中常用的函数关系和基本的量纲为一组定义见表 5.3。

5.3.1 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法的比较

式(5.52)和式(5.86)或者式(5.89)给出了这两种方法中的函数关系式。为了便于对比，我们认定 $C_c = C_{\min}$。换热器的效率 ε 与 ε_r、ε_h 和 ε_c 有关，即有

$$\varepsilon = \begin{cases} \dfrac{(\gamma+1)\varepsilon_r}{2\gamma} \\ \dfrac{\varepsilon_h}{\gamma} \\ \varepsilon_c \end{cases} \tag{5.97}$$

当 $C_c = C_{\min}$ 时，式(5.52)和式(5.89)中独立变量的关系如下。

$$NTU_0 = \left(\frac{C^*}{ntu_h} + \frac{1}{ntu_c}\right)^{-1} = \frac{\Lambda_m(1+\gamma)}{4\gamma} \tag{5.98}$$

$$C^* = \gamma \tag{5.99}$$

$$C_r^* = \frac{\Lambda_m(1+\gamma)}{2\gamma\Pi_m} \tag{5.100}$$

⊖ 如图 1.47 所示的固定蓄热板蓄热式换热器的蓄热板几何尺寸。

$$(hA)^* = \frac{1}{R^*} \tag{5.101}$$

类似的，当 $C_c = C_{\min}$时式(5.86)和式(5.47)中独立变量的关系如下。

$$A_h = \left(\frac{hA}{C}\right)_h = ntu_h = C^*\left[1 + \frac{1}{(hA)^*}\right]NTU_0 \tag{5.102}$$

$$A_c = \left(\frac{hA}{C}\right)_c = ntu_c = [1 + (hA)^*]NTU_0 \tag{5.103}$$

$$\Pi_h = \left(\frac{hA}{C_r}\right)_h P_h = \frac{ntu_h}{C_{r,h}^*} = \frac{1}{C^*}\left[1 + \frac{1}{(hA)^*}\right]NTU_0 \tag{5.104}$$[⊖]

$$\Pi_c = \left(\frac{hA}{C_r}\right)_c P_c = \frac{ntu_c}{C_{r,c}^*} = \frac{1}{C_r^*}[1 + (hA)^*]NTU_0 \tag{5.105}$$

根据式(5.98)～式(5.105)之间的关系，可以明显发现 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法中的量纲为一组有一一对应的关系。

表5.3 中简洁地总结概括了 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法中常用的函数关系和基本的量纲为一组的定义。表5.4 是这两种方法中量纲为一组的关系，而两种方法中的量纲为一组的定义则在表5.5 中列出。

表5.3 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法中常用的函数关系和基本的量纲为一组定义

ε—NTU_0 方法	Λ—Π 方法
$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$	$Q = \varepsilon_h C_h P_h (T_{h,i} - T_{c,i}) = \varepsilon_c C_c P_c (T_{h,i} - T_{c,i})$
$\varepsilon = \phi[NTU_0, C^*, C_r^*, (hA)^*]$	ε_r，ε_h，$\varepsilon_c = \phi(\Lambda_m, \Pi_m, \gamma, R^*)$
$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$	$\varepsilon_h = \frac{Q_h}{Q_{\max,h}} = \frac{C_h P_h (T_{h,i} - \bar{T}_{h,o})}{C_h P_h (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{T_{h,i} - \bar{T}_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$
$NTU_0 = \frac{1}{C_{\min}} \frac{1}{\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c}}$	$\varepsilon_c = \frac{Q_c}{Q_{\max,c}} = \frac{C_c P_c (\bar{T}_{c,o} - T_{c,i})}{C_c P_c (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{\bar{T}_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$
$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$	$\varepsilon_r = \frac{Q_c + Q_c}{Q_{\max,h} + Q_{\max,c}} = \frac{2Q}{Q_{\max,h} + Q_{\max,c}}$
$C_r^* = \frac{C_r}{C_{\min}}$	$\frac{1}{\varepsilon_r} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{1}{\varepsilon_c}\right)$ $\varepsilon = \left(\frac{1+\gamma}{2\gamma}\right)\varepsilon_r$
$(hA)^* = \frac{C_{\min}\text{侧对应的 } hA}{C_{\max}\text{侧对应的 } hA}$	$\frac{1}{\Pi_m} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\Pi_h} + \frac{1}{\Pi_c}\right)\frac{1}{\Lambda_m} = \frac{1}{2\Pi_m}\left(\frac{\Pi_h}{\Lambda_h} + \frac{\Pi_c}{\Lambda_c}\right)$

⊖ 如果 Π_h 和 Π_c 的定义中的热流和冷流的静态时间不可以忽略不计，那么式(5.104)和式(5.105)中右侧的部分应该分别再乘以$(1 - \tau_{d,h}/P_h)$和$(1 - \tau_{d,c}/P_c)$。

（续）

ε—NTU_0 方法	Λ—Π 方法
	$\gamma=\dfrac{\Pi_c/\Lambda_c}{\Pi_h/\Lambda_h}$　$R^*=\dfrac{\Pi_h}{\Pi_c}$　$\Lambda_h=\dfrac{(hA)_h}{C_h}$ $\Lambda_c=\dfrac{(hA)_c}{C_c}$　$\Pi_h=\left(\dfrac{hA}{C_r}\right)_h$　$\Pi_c=\left(\dfrac{hA}{C_r}\right)_c$

注：1. Shah(1985)提供数据。

2. P_h 和 P_c 分别表示热流阶段和冷流阶段的持续时间。

表5.4　$C_c=C_{min}$[1]时 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法中量纲为一组的关系

ε—NTU_0	Λ—Π
$NTU_0=\dfrac{\Lambda_m(1+\gamma)}{4\gamma}=\dfrac{\Lambda_c/\Pi_c}{\dfrac{1}{\Pi_h}+\dfrac{1}{\Pi_c}}$	$\Lambda_h=C^*\left[1+\dfrac{1}{(hA)^*}\right]NTU_0$
$C^*=\gamma=\dfrac{\Pi_c/\Lambda_c}{\Pi_h/\Lambda_h}$	$\Lambda_c=C^*[1+(hA)^*]NTU_0$
$C_r^*=\gamma=\dfrac{\Lambda_m(1+\gamma)}{2\gamma\Pi_m}=\dfrac{\Lambda_c}{\Pi_c}$	$\Pi_h=\dfrac{1}{C_r^*}\left[1+\dfrac{1}{(hA)^*}\right]NTU_0$
$(hA)^*=\dfrac{1}{R^*}=\dfrac{\Pi_c}{\Pi_h}$	$\Pi_c=\dfrac{1}{C_r^*}[1+(hA)^*]NTU_0$

注：Shah(1985)提供的数据。

① 对于 $C_c=C_{min}$ 有 $\varepsilon=\varepsilon_c=\varepsilon_h/\gamma=(\gamma+1)(\varepsilon_r/2\gamma)$。如果 $C_h=C_{min}$ 时，表中的下角标 c 和 h 应该分别换为 h 和 c。

表5.5　$C_h=C_{min}$[1]时对于回转式蓄热器和固定蓄热板式蓄热器量纲为一组定义

方　法	量纲为一组	回转式蓄热器	固定蓄热板式蓄热器
ε—NTU_0 方法	NTU_0	$\dfrac{h_cA_c}{C_c}\dfrac{h_hA_h}{h_hA_h+h_cA_c}$	$\dfrac{h_cA_c}{C_c}\dfrac{h_hP_h}{h_hP_h+h_cP_c}$
	C^*	$\dfrac{C_c}{C_h}$	$\dfrac{C_cP_c}{C_hP_h}$

（续）

方法	量纲为一组	回转式蓄热器	固定蓄热板式蓄热器
ε—NTU_0 方法	C_r^*	$\frac{M_w c_w N}{C_c}$	$\frac{M_w c_w}{C_c P_c}$
	$(hA)^*$	$\frac{h_c A_c}{h_h A_h}$	$\frac{h_c P_c}{h_h P_h}$
Λ—Π 方法	$\frac{1}{\Lambda_m}$	$\frac{C_h + C_c}{4}\left(\frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c}\right)$	$\frac{C_h P_h + C_c P_c}{4A}\left(\frac{1}{h_h P_h} + \frac{1}{h_c P_c}\right)$
	$\frac{1}{\Pi_m}$	$\frac{M_w c_w N}{2}\left(\frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c}\right)$	$\frac{M_w c_w}{2A}\left(\frac{1}{h_h P_h} + \frac{1}{h_c P_c}\right)$
	γ	$\frac{C_c}{C_h}$	$\frac{C_c P_c}{C_h P_h}$
	R^*	$\frac{h_h A_h}{h_c A_c}$	$\frac{h_h P_h}{h_c P_c}$

注：Shah(1985)提供的数据。

① 如果 $C_h = C_{min}$，那么表中的下角标 c 和 h 应该分别换为 h 和 c。定义适用于一个转子的蓄热式换热器和一个蓄热板的固定蓄热板蓄热式换热器。

5.3.2 逆流蓄热式换热器的解

Hausen 用分离变量的方法解得了式(5.71)和式(5.72)，其中边界条件和周期流动条件是式(5.20)～式(5.23)。他用无穷级数的形式说明了平衡对称的逆流蓄热式换热器[$C^* = 1$ 和$(hA)^* = 1$]的流动温度分布。随后，将出口温度在整个连续周期上积分，进而就可以确定平均出口温度和最终的换热器效率。在这种情况下有

$$\varepsilon = \phi(\Lambda, \Pi) \tag{5.106}$$

其中，$\Lambda = \Lambda_h = \Lambda_c$，$\Pi = \Pi_h = \Pi_c$。其解表示在图 5.5 中。从式(5.102)～式(5.105)的关系，我们可以得到：

$$\Lambda = 2NTU_0 \quad \Pi = \frac{2NTU_0}{C_r^*} \tag{5.107}$$

用表 5.1 中的结果和式(5.107)就可以在图 5.5 中确定出平衡对称的蓄热式换热器[$C^* = 1$ 和$(hA)^* = 1$]的效率。

对一般的(平衡或非平衡和对称或不对称)逆流蓄热式换热器，Dragutionovic 和 Baclic 进行了精确的分析，可以用四个量纲为一组估算换热器的温度分布与蓄

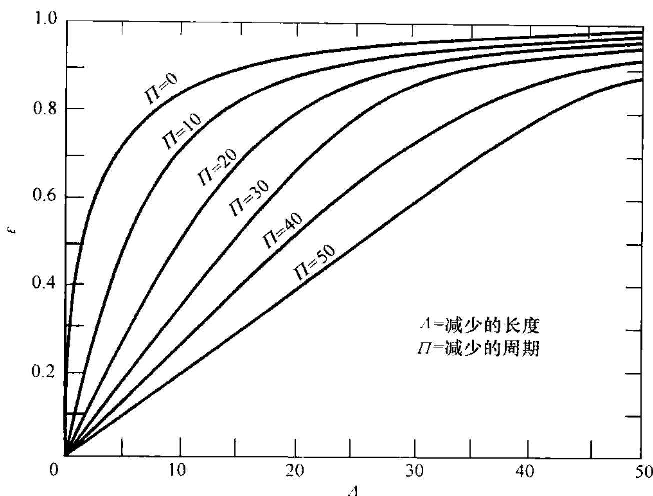


图5.5 平衡对称的逆流蓄热式换热器的效率表(摘自 Hausen,1983)

热器的效率。他们用这些量纲为一组来表示利用因子 U_1、折合长度 Λ_1、不平衡系数 β，以及对称系数 σ。

$$U_1=\frac{\Pi_1}{\Lambda_1}=\frac{(CP)_1}{M_w c_w}\quad \Lambda_1=\left(\frac{hA}{C}\right)_1\quad \beta=\frac{U_1}{U_2}=\frac{(CP)_1}{(CP)_2}\quad \sigma=\frac{\Lambda_1}{\Lambda_2}=\left(\frac{hA}{C}\right)_1\left(\frac{C}{hA}\right)_2 \tag{5.108}$$

他们得出了量纲为一组在 Λ 为 $1\sim\infty$，U_1 为 $0\sim2$，β_1 为 $0\sim1$，以及 σ 为 $0\sim1$ 这些范围之内的逆流蓄式换热器效率的列表结果。

5.3.3 顺流蓄热式换热器的解

Hausen 也得出了平衡对称顺流换热器的解，如图5.6所示。图中 ε 的值以0.5为中心上下波动(如图5.4所示相似的情况,虽然在图中给出的横坐标范围较小,看起来不是很清楚,$NTU_0=10\rightarrow\Lambda=20$)。将图5.5中逆流蓄热式换热器效率的解与图5.6中顺流型的解作对比，可以很明显的发现：在换热器的长度和周期时间相同的情况下，顺流蓄热式换热器的效率要小一些。在无限短的周期内($\Pi=0$)的情况下蓄热式换热器的性能会降低到与顺流间壁式换热器的性能一样。

例5.4 现有一个回转型蓄热式换热器，其环形蓄热板的直径为2m，高为1m，转子以1r/min的速度作旋转。金属蓄热板的质量为3500kg，且总的表面积为7900m^2，比热容为0.43kJ/(kg·K)。烟气与空气的入口温度分别为500℃和20℃，质量流量均为52kg/s，且两种流体逆流流动。假定两种流体的质量定压热容和传热系数都分别为1.05kJ/(kg·K)和130W/(m^2·K)，且蓄热式换热器

图 5.6　平衡对称的顺流蓄热式换热器的效率表(摘自 Hausen,1983)

为平衡对称类型，试确定冷、热两种流体的出口温度。

求解：

问题数据和简述：图例 5.4 中列出了冷、热两种流体的传热系数、流体流速和入口温度。另外，蓄热式换热器的尺寸、转子转速，以及冷热流体和蓄热板材料的物性参数也已经给定。

图例 5.4　回转型蓄热式换热器换热过程示意图

确定：冷、热两种流体的出口温度。

假设：5.1.1 节中的假设在此可以应用。

分析：平衡对称的蓄热式换热器在冷、热流体两侧，折合长度 Λ 和折合周期 Π 都是相等的。

$$\Lambda_h = \Lambda_c = \Lambda = \Lambda_m = \frac{hA}{\dot{m}c_p} = ntu \tag{1}$$

$$\Pi_h = \Pi_c = \Pi = \Pi_m = \frac{hAP}{M_w c_w} \tag{2}$$

注意：在式(2)中，如果 M_w 是换热器蓄热板阵的总质量，那么 P 则是总的流动周期。否则，当 $M_w = M_{w,c}$或者 $M_{w,h}$时，有 $P = P_c$ 或者 P_h。

在冷、热流体的两侧传热系数，质量流量和比热容都是相等的。根据式(1)和式(2)，对于平衡对称的蓄热式换热器($\Lambda_h = \Lambda_c, \Pi_h = \Pi_c$)，烟气与空气的分离比例一定是为50%:50%，并且冷、热两种流体的换热表面是相等的。那么就可以首先根据式(1)和式(2)确定出折合长度 Λ 和折合周期 Π 为

$$\Lambda = \frac{hA}{\dot{m}c_p} = \frac{0.130\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times\left(\frac{7900}{2}\right)\text{m}^2}{52\text{kg/s}\times 1.05\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})} = 9.4$$

$$\Pi = \frac{hAP}{M_w c_w} = \frac{0.130\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times 3950\text{m}^2\times 60\text{s}}{3500\text{kg}\times 0.43\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})} = 20.47$$

由 $\Lambda = 9.4$ 和 $\Pi = 20.47$，可以根据图5.5得出换热器的效率 $\varepsilon = 0.42$。知道了换热器的效率 ε 以及冷、热流体的入口温度 $T_{h,i}$和 $T_{c,i}$，进而就可以用式(5.79)和式(5.80)求出它们的出口温度 $\overline{T}_{c,o}$和 $\overline{T}_{h,o}$为

$$\overline{T}_{c,o} = T_{c,i} + \varepsilon(T_{h,i} - T_{c,i}) = 20℃ + 0.42(500-20)℃ = 221.6℃$$

$$\overline{T}_{h,o} = T_{h,i} - \varepsilon(T_{h,i} - T_{c,i}) = 500℃ - 0.42(500-20)℃ = 298.4℃$$

作为一个选择，用 ε—NTU_0 法对本例进行分析如下。

$$C_{\min} = C_h = C_c = \dot{m}c_p = 52\text{kg/s}\times 1.05\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{s}) = 54.6\text{kW/K}$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1$$

$$C_r = M_w c_w N = 3500\text{kg}\times 0.43\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})\times\frac{1}{60}\text{r/s} = 25.08\text{kW/K}$$

$$C_r{}^* = \frac{C_r}{C_{\min}} = \frac{25.08\text{kW/K}}{54.6\text{kW/K}} = 0.459$$

$$(hA)_h = (hA)_c = 0.130\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times 3950\text{m}^2 = 513.5\text{kW/K}$$

下面计算 NTU_0。

$$NTU_0 = \frac{1}{C_{\min}}\frac{1}{\frac{1}{(hA)_h}+\frac{1}{(hA)_c}} = \frac{1}{54.6\text{kW/K}}\left[\frac{1}{\left(\frac{1}{513.5}+\frac{1}{513.5}\right)\text{K/kW}}\right] = 4.702$$

如果 C_r^* 可以等于0.459或者一个接近的值(例如0.5)，那么就可以根据图5.3得出换热器的效率 ε。因此，我们用式(5.62)和式(5.63)来确定功率 ε。在式(5.63)中用 $C^*=1$，有

$$\varepsilon_{cf}=\frac{NTU_0}{1+NTU_0}=\frac{4.702}{1+4.702}=0.8246$$

进而可以根据式(5.62)计算 ε 为

$$\varepsilon=0.8246\left(1-\frac{1}{9\times0.459^{1.93}}\right)=0.413$$

由式(5.45)中 ε 的定义得出出口温度为

$$\overline{T}_{c,o}=T_{c,i}+\varepsilon(T_{h,i}-T_{c,i})=20℃+0.413\times(500-20)℃=218.2℃$$

$$\overline{T}_{h,o}=T_{h,i}-\varepsilon(T_{h,i}-T_{c,i})=500℃-0.413\times(500-20)℃=301.8℃$$

讨论和注释：首先例题5.4表明了如何用 ε—NTU_0 法解决问题。由于图5.5只适用于平衡对称的蓄热式换热器，所以应该用式(2)先估算出 Π 的值，其中 A 代表一侧(冷流或热流侧)的传热表面积，而不是总的传热面积。但是估算的 P/M_w 可用于总蓄热板或者热流侧(冷流侧)的计算。然后确定出 ε 的步骤就可以直接计算结果了。

本例用 ε—NTU_0 法来解决了一个相同的问题。换热器的效率可以用 Λ—Π 法的图形化方法和经验公式的 ε—NTU_0 法计算得出。可以发现两种方法得出的图形结果的精度是十分接近的。因此，得到的结果是唯一的，与用哪一种方法进行分析是没有关系的。

5.4 纵向壁热传导的影响

壁面上的纵向热传导是不可以忽略的，尤其是对流动长度 L 较短的高效蓄热器。如前面4.1节中图4.1讨论的，壁面的纵向热传导降低了换热器的效率，因此将其对换热器效率 ε 的影响进行量化是很重要的。需要强调的是在逆流蓄热器中，在冷、热流周期内蓄热板的一个末端的温度总是高于另一个末端。因此，整个周期内在蓄热板比上发生的纵向热传导总是在相同的方向上。

在4.1节中，我们用直接推断法得出了壁面上纵向热传导的量纲为一组。用于热流侧和冷流侧的式(5.14)和式(5.18)的基本能量守恒微分方程没有变化，但是用于壁面上的能量守恒微分方程改变了。对于在热流周期内发生在壁面上的有限轴向热传导，其模型可以通过增加相应的热传导项来进行修改，如图5.7(与图5.2b比较)。

对图5.7中壁面上的微元进行能量守恒分析，可以得：

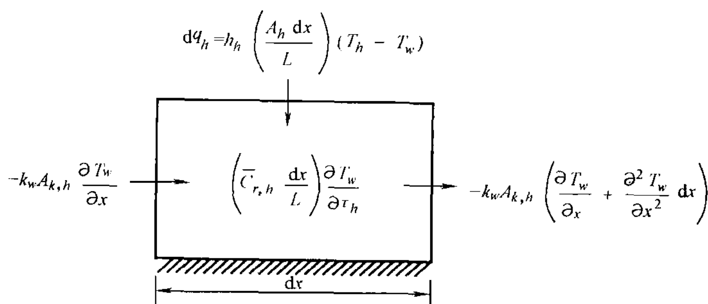


图5.7　考虑了热流阶段的蓄热板的纵向热传导因素的流动单元 dx 中的流通能量比率(摘自 Shah,1981)

$$-k_wA_{k,h}\frac{\partial T_w}{\partial x} - \left[-k_wA_{k,h}\left(\frac{\partial T_w}{\partial x} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2}dx\right)\right] + h_h\left(\frac{A_h dx}{L}\right)(T_h - T_w) = \left(\bar{C}_{r,h}\frac{dx}{L}\right)\frac{\partial T_w}{\partial \tau_h} \tag{5.109}$$

化简得:

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau_h} = \frac{(hA)_h}{\bar{C}_{r,h}}(T_h - T_w) + \frac{k_wA_{k,h}L}{\bar{C}_{r,h}}\frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \tag{5.110}$$

根据前面 X^*、τ_h^*、T_h^*、T_w^*、ntu_h 和 $C_{r,h}^*$ 的定义[式(5.25)~式(5.30)],将式(5.110)量纲为一化,有

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_h^*} = \frac{ntu_h}{C_{r,h}^*}(T_h^* - T_w^*) + \frac{\lambda_h}{C_{r,h}^*}\frac{\partial^2 T_w^*}{\partial X^{*2}} \tag{5.111}$$

其中

$$\lambda_h = \frac{k_wA_{k,h}}{LC_h} \tag{5.112}$$

类似的,冷流阶段蓄热板壁面温度的控制微分方程为

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_c^*} = \frac{ntu_c}{C_{r,c}^*}(T_w^* - T_c^*) + \frac{\lambda_c}{C_{r,c}^*}\frac{\partial^2 T_w^*}{\partial X^{*2}} \tag{5.113}$$

其中,

$$\lambda_c = \frac{k_wA_{k,c}}{LC_c} \tag{5.114}$$

由于式(5.111)和式(5.113)是关于 X^* 二阶偏微分方程,为了得到精确的解,我们需要定义出蓄热板壁面温度的4个边界条件(冷流阶段2个和热流阶段的2个)。实际的边界条件是在 $X^*=0$ 和1时每个周期在绝热情况下的边界条件。

$$\left(\frac{\partial T_w^*}{\partial X^*}\right)_{X^*=0}=\begin{cases}\left(\frac{\partial T_w^*}{\partial X^*}\right)_{X^*=1}=0, & 0\leqslant\tau_h^*\leqslant1 \quad (5.115)\\ \left(\frac{\partial T_w^*}{\partial X^*}\right)_{X^*=1}=0, & 0\leqslant\tau_c^*\leqslant1 \quad (5.116)\end{cases}$$

因此，纵向热传导的公式中增加了两个量纲为一组 λ_h 和 λ_c，换热器的效率 ε 取决于这两个量。Bahnke 和 Howard 建议将这两个量纲为一组替换为

$$\lambda=\frac{k_w A_{k,t}}{LC_{\min}} \quad A_k^*=\frac{A_{k,t}\text{在 }C_{\min}\text{侧}}{A_{k,t}\text{在 }C_{\min}\text{侧}} \tag{5.117}$$

其中 $A_{k,t}$是纵向热传导的总面积，即

$$A_{k,t}=A_{k,h}+A_{k,c}=A_{fr}-A_o=A_{fr}(1-\sigma) \tag{5.118}$$

注意，当 $C_c=C_{\min}$时，λ 和 A_k^* 与 λ_h 和 λ_c 有如下关系：

$$\lambda=\lambda_c+\frac{\lambda_h}{C^*} \quad A_k^*=\frac{A_{k,c}}{A_{k,h}}=C^*\frac{\lambda_c}{\lambda_h} \tag{5.119}$$

选择量纲为一组的优点在于 A_k^* 在 $0\leqslant A_k^*\leqslant1$ 范围内不会对得出的结果 ε 有很大的影响(Bahnke 和 Howard,1964;Skiepko 和 Shah,1994)。因此，考虑 λ 对壁面上纵向热传导的影响，将其加入到式(5.61)中效率 ε 的函数关系式中。

$$\varepsilon=\phi(NTU_0,C^*,C_r^*,\lambda) \tag{5.120}$$

要获得这个问题的精确解，需要通过边界条件和由式(5.38)，式(5.115)和式(5.116)得出的式(5.35)的周期平衡条件，来求解式(5.31)、式(5.33)、式(5.111)和式(5.113)。Skiepko 第一个得出了这些方程的封闭分析解。Bahnke 和 Howard 则用有限差分法得出了方程的数值解。他们在范围：
$1\leqslant NTU_0\leqslant100$，$0.9\leqslant C^*\leqslant1$，$1\leqslant C_r^*\leqslant\infty$，$0.01\leqslant\lambda\leqslant0.32$，$0.25\leqslant(hA)^*\leqslant1$，$0.25\leqslant A_k^*\leqslant1$ 确定出了换热器的效率和纵向热传导的影响系数。在 $C^*=0.95$ 和 $C_r^*>5$ 时，无效效率$(1-\varepsilon)$作为 NTU_0 和 λ 的函数在图 5.8 给出。类似的 $C^*=1$ 和 $C_r^*>5$ 的结果在图 4.2 中给出。

Bahnke 和 Howard 得出的解被 Shah 进行关联如下[⊖]：

$$\varepsilon=\varepsilon_{cf}\left(1-\frac{1}{9C_r^{*1.93}}\right)\left(1-\frac{C_\lambda}{2-C^*}\right) \tag{5.121}$$

其中：

$$C_\lambda=\frac{1}{1+\dfrac{NTU_0(1+\lambda\phi)}{1+\lambda NTU_0}}-\frac{1}{1+NTU_0} \tag{5.122}$$

⊖ Shah 的关系式中，用 Kroeger 的解代替了 Hahnemann 的解，并进行了一定的修正。

$$\phi = \left(\frac{\lambda NTU_0}{1+\lambda NTU_0}\right)^{\frac{1}{2}} \tanh\left\{\frac{NTU_0}{\left[\frac{\lambda NTU_0}{1+\lambda NTU_0}\right]^{\frac{1}{2}}}\right\} \tag{5.123a}$$

$$\approx \left(\frac{\lambda NTU_0}{1+\lambda NTU_0}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad NTU_0 \geqslant 3 \tag{5.123b}$$

式(5.121)中蓄热式换热器效率 ε 在下面的范围内与 Bahnke 和 Howard 的解吻合得很好(误差为 ±0.5%)：$3 \leqslant NTU_0 \leqslant 12$，$0.9 \leqslant C^* \leqslant 1$，$2 \leqslant C_r^* \leqslant \infty$，$0 \leqslant \lambda \leqslant 0.04$ 和 $0.5 \leqslant (hA)^* \leqslant 1$。而在范围 $1 \leqslant NTU_0 \leqslant 20$，$0.9 \leqslant C^* \leqslant 1$，$2 \leqslant C_r^* \leqslant \infty$，$0 \leqslant \lambda \leqslant 0.08$ 和 $0.25 \leqslant (hA)^* \leqslant 1$ 内与其解也基本吻合(误差为 ±1%)。

下面的是对于 $C^* < 1$ 的更广的范围下的精确解法。

1）根据式(5.64)～式(5.66)的步骤用 Razelos 法求解等量平衡蓄热式换热器的 $\varepsilon_{r,\lambda=0}$。

2）其次求出 $NTU_{0,m}$，代入 λ，然后根据式(5.122)计算出 C_λ。

3）计算 $\varepsilon_{r,\lambda\neq 0} = C_\lambda \varepsilon_{r,\lambda=0}$。

4）最终用 $\varepsilon_{r,\lambda\neq 0}$ 替换 ε_r，根据式(5.67)确定出 ε。

对于 $1 \leqslant NTU_0 \leqslant 20$，$C_r^* \leqslant 1$，根据这一方法得到的 ε 与 Bahnke 和 Howard 的解相比较，误差范围在 1% 以内。

对图 5.8、图 4.2 和式(5.121)进行分析可以发现纵向热传导可以降低换热

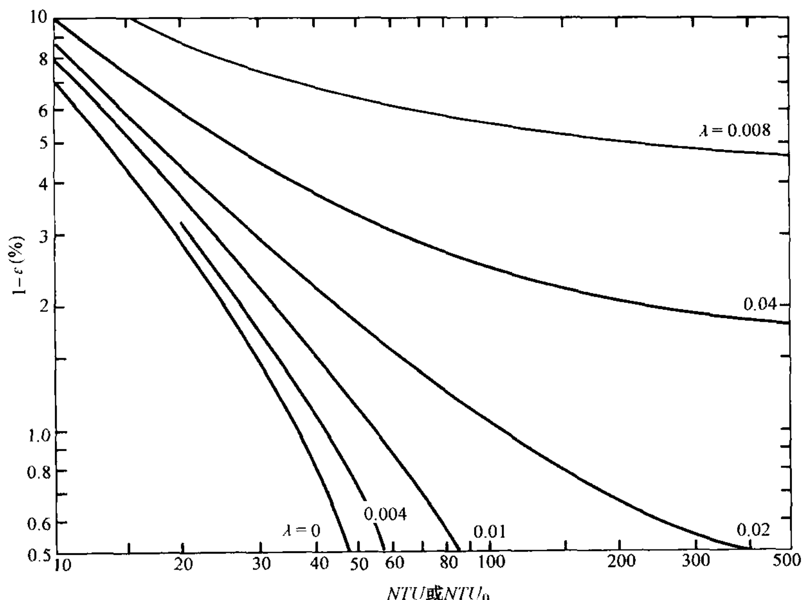


图 5.8　$C^* = 0.95$ 时壁面纵向热传导对换热器蓄热板蓄热性能和逆流换热的影响(摘自 Kays 和 London,1998)

器的效率。因此，与间壁式换热器相类似，换热器的效率受纵向热传导的影响，随着 NTU，C^* 和 λ 的增大而减小，在 $C^*=1$ 时减小的幅度最大。但是当 NTU，C^* 和 λ 为定值而增大 C^* 时，其影响则比较复杂。对于 NTU，C^* 和 λ 为定值，在 NTU_0 的值较小且 $\lambda \leq 0.32$ 时，$\Delta\varepsilon/\varepsilon$ 的值随着 $C_r{}^*$ 的增大而增大；在 NTU_0 的值大约为 4 到 5 中值时，把 $C_r{}^*$ 的值从 1 增大到 5（或者更高），$\Delta\varepsilon/\varepsilon$ 的值先增大后减小；在 NTU_0 的值较大（≥ 9）把 $C_r{}^*$ 的值从 1 增大到 10，$\Delta\varepsilon/\varepsilon$ 的值则减小。Bahnke 和 Howard 的解表明 Kay 和 London 得出的近似值对于 $NTU_0>10$ 和 $\lambda \leq 0.1$ 是很好的工程接近值。

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}=\lambda \tag{5.124}$$

对于极端高效的蓄热式换热器，纵向热传导对换热器的效率或者 NTU 有很大的影响。例如，一台蓄热式换热器，由于纵向热传导大约需要 350 个理想的传热单元来得到 200 个可用的传热单元。因此这样的蓄热式换热器就需要用很多低热导率的塑料、不锈钢等间隔装置来代替高热导率（铜或者铝）的多孔板（Venkatarathnam，1996）或者金属丝网筛。这样的设计就可以明显地减少纵向热传导的发生了。

无论是 Lambertson 还是 Bahnke 和 Howard 都没有得出流体和壁面具体的温度分布。Mondt 通过将相关量纲为一组微分方程数值化求解得出了这些温度的分布。结果的说明如图 5.9 ~ 图 5.11 所示。

在图 5.9 中，壁面的温度 T_w^* 在 $x=0$、$x=L/2$ 和 $x=L$ 时均为在 $\lambda=0$ 的情况

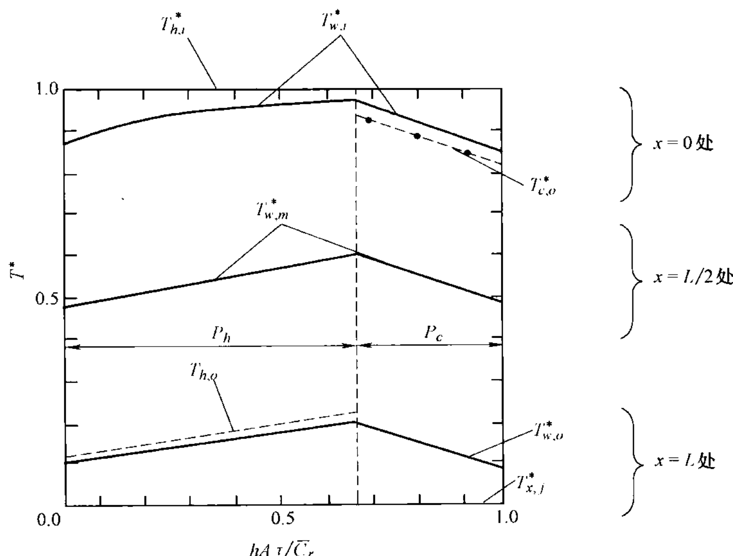


图 5.9　蓄热式换热器的蓄热板在入口处、中间路径、出口处的循环温度的波动（摘自 Mondt，1964）

下的量纲为一时间的函数。图中还标明了冷、热两种流体的入口、出口温度。对于 $T^*_{c,o}$来说，通过试验得出的点与理论预测完全吻合。除了在冷流体和热流体的入口处，壁面的温度与时间的关系是线性的。

在图5.10中，壁面的温度和热流体的温度在 $\tau_h=0$、$P_h/2$ 和 P_h 处均为流动距离 X^* 的函数。因此，这些温度分布除了在换热器的末端以外是线性的。

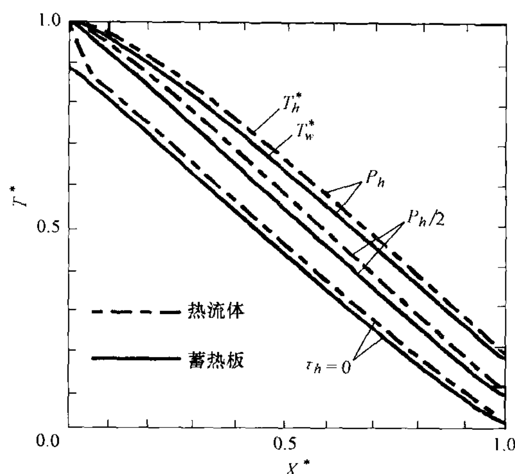


图5.10 在热流阶段，流体温度与蓄热板的壁温的偏差(摘自 Mondt,1964)

在图5.11中，在切换时间 $\tau=P_h$ 和 P_c 处示出了蓄热板壁面的温度。由于纵向热传导的原因，蓄热板壁面温度梯度在 $X^*=0$ 处下降明显。注意平均时间 $T^*_{c,o}$的减小，进而表明了纵向热传导使得换热器的效率 ε 减小。

Spiepko 列出了一个三维的图线，用以说明蓄热板上的纵向热传导是怎样影响蓄热板以及气体的温度分布的，表面了依赖于坐标 x 和时间 τ。

例5.5 试确定出例5.3中由壁面上的纵向热传导所引起的换热器效率降低，已给出的陶瓷蓄热板的热导率为0.69W/(m·K)，其自由流通面积与迎面面积之比为0.7。其他条件与例题5.3中的一样。

求解：

问题数据和简述：图例5.5中列出了冷、热两种流体的传热系数、流体流速和入口温度。另外，蓄热式换热器的尺寸、转子转速也已给出。冷、热流体和蓄热板材料的物性参数是确定的。

确定：蓄热式换热器的效率及冷、热两种流体的出口温度。

假设：5.1.1节中的假设在此可以应用。

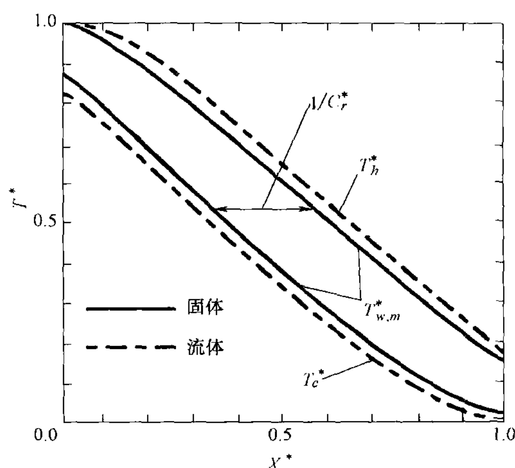
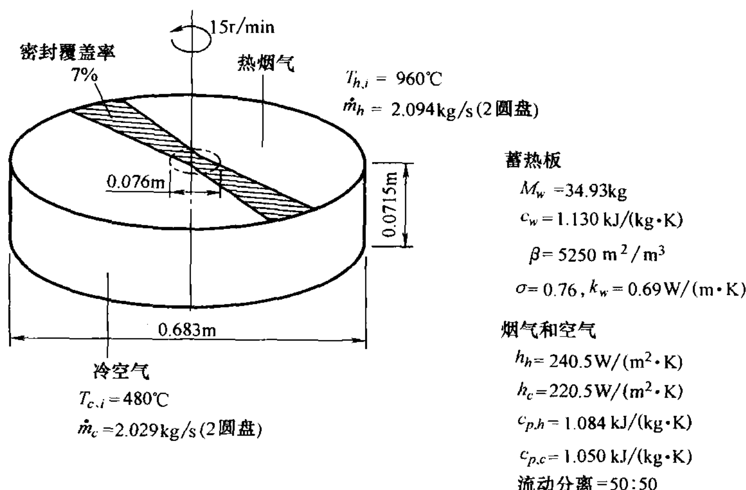


图5.11 阀门切换时，平衡的蓄热式换热器内的温度分布(摘自 Mondt,1964)



图例 5.5 回转型蓄热式换热器换热过程示意图

分析：要得出壁面纵向热传导对换热器效率的影响，我们必须首先由有效前端面积和自由流动面积的差计算出总的换热面积 $A_{k,t}$，即

$$A_{k,t}=A_{fr}-A_o=A_{fr}(1-\sigma)=0.673\text{m}^2\times(1-0.70)=0.2019\text{m}^2$$

把这个 $A_{k,t}$值和由例 5.3 计算出的 $C_{min}=2130\text{W/K}$ 一起代入式(5.117)，我们就可以计算出壁面纵向热传导对换热器效率的影响系数 λ 为

$$\lambda=\frac{k_wA_{k,t}}{LC_{\min}}=\frac{0.69\text{W/(m}\cdot\text{K)}\times0.2019\text{m}^2}{0.0715\text{m}\times2130\text{W/K}}=9.133\times10^{-4}$$

从例 5.3 已知 λ，并且有 $NTU_0=6.819$，可以计算出在式(5.123b)中定义的，用于 $NTU_0>3$ 的量纲为一参数 ϕ 为

$$\phi=\left(\frac{\lambda NTU_0}{1+\lambda NTU_0}\right)^{\frac{1}{2}}=\left(\frac{9.133\times10^{-4}\times6.819}{1+9.133\times10^{-4}\times6.819}\right)^{\frac{1}{2}}=0.0787$$

知道了 λ、NTU_0 和 ϕ，就可以根据式(5.122)中的定义确定出参数 C_λ 为

$$C_\lambda=\frac{1}{1+\dfrac{NTU_0(1+\lambda\phi)}{1+\lambda NTU_0}}-\frac{1}{1+NTU_0}$$

$$=\frac{1}{1+\dfrac{6.819(1+9.133\times10^{-4}\times0.0787)}{(1+9.133\times10^{-4}\times6.819)}}-\frac{1}{1+6.819}$$

$$=6.860\times10^{-4}$$

根据例 5.3 有 $\varepsilon_{cf}=0.8945$，$C_r{}^*=4.63$，$C^*=0.9383$。因此，从式(5.121)中可得出受到壁面纵向热传导的影响之后的蓄热式换热器的效率为

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf}\left(1 - \frac{1}{9C_r^{*1.93}}\right)\left(1 - \frac{C_\lambda}{2 - C^*}\right)$$
$$= 0.8945\left(1 - \frac{1}{9 \times 4.63^{1.93}}\right)\left(1 - \frac{6.860 \times 10^{-4}}{2 - 0.9383}\right)$$
$$= 0.8888$$

将所得结果与例5.3中没有考虑壁面纵向热传导影响的蓄热式换热器的效率 $\varepsilon = 0.8893$ 作比较，我们可以发现考虑壁面纵向热传导的换热器效率仅仅降低了0.06%。

讨论和注释：例5.5说明了怎样估算壁面纵向热传导对于换热器效率的影响。结果表明对于例题中的情况由于 λ 的值很低，其影响是可以忽略不计的。但是，这个结论对于蓄热板的材料是金属，蓄热板壁厚较大以及换热器内流体流动距离较短的情况却不一定适用。推荐在实际的计算程序中考虑一下壁面纵向热传导的影响，不管它是多小或多大。

5.5　横向热传导的影响

在前面关于蓄热式换热器的设计理论中有一条理想化假设(5.1.1节中假设9)是壁面热阻为零。这个假设在推导式(5.17)和式(5.19)中被应用。在图5.2b中壁厚方向上的温度梯度为零。这也表明了式(5.53)中 U_0A 的壁面热阻也为零。零壁面热阻对热导率较大的金属材料提供了良好的近似。但是对于那些壁厚较厚的或者热导率较低的材料，例如固定蓄热板的蓄热式换热器中的陶瓷材料，壁面热阻是不能忽略。

前面已经给出了一种包括壁面热阻对换热器效率影响的简化方法，但是为了分析[⊖]，必须额外规定一条非常必要的假设：在换热器内的任何交叉流区域，冷、热流体的温度都是与时间成线性关系的，在壁面的任意一点上温度对时间的导数的数值都是一样的。对于壁面温度来说，有

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau} = \frac{\partial T_{w,o}}{\partial \tau} = \frac{\partial T_{w,m}}{\partial \tau} = \text{定值} \tag{5.125}$$

其中，$T_{w,o}$和 $T_{w,m}$是某一时间蓄热板壁温和平均温度。温度-时间的线性关系提供了与换热器轴向上的冷流段或热流段的较大部分的实际壁温的良好近似，如图5.9所示。

下面考虑蓄热板壁面在如图5.12所示的热流阶段的不同单元，其中 A_w 表示

⊖ 在本节中，分析是对于壁厚方向上的有限热阻和纵向(纵向热传导可以忽略不计的情况)上的无限大热阻而言的。

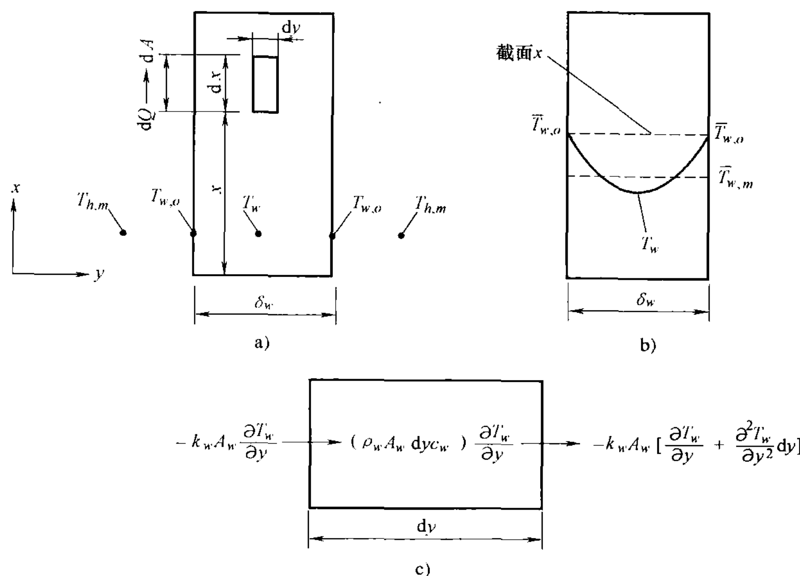


图 5.12 蓄热板壁面示意图(摘自 Shah,1981)

a) 蓄热板壁厚 δ_w b) 通过不同壁面单元传递的能量

c) 在给定的 x 处近似的温度分布

壁面热传导在 y 方向上的传导面积。对于连续流动通道 $A_w=A$(对流换热表面积),对于非连续流动通道 $A_w\approx A$。图 5.12b 中单元的能量守恒符合众所周知的一维暂态热传导方程在 x 坐标上的情况,即有

$$\alpha_w\frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2}=\frac{\partial T_w}{\partial \tau} \tag{5.126}$$

其中,$\alpha_w=k_w/\rho_wc_w$ 是蓄热板材料的热扩散率。合适的边界条件如图 5.12 所示。

$$T_w=T_{w,o}\quad y=0 \text{ 和 } \delta_w \tag{5.127}$$

通过用式(5.127)的边界条件和式(5.125)的假设,对式(5.126)进行双积分,我们可以得出壁温分布。即

$$\overline{T}_w-\overline{T}_{w,o}=-\frac{1}{2\alpha_w}\left(\frac{\partial T_w}{\partial \tau}\right)(\delta_w-y)y \tag{5.128}$$

因此,T_w 和 $T_{w,o}$是时间平均温度,在式(5.128)中在它们的上面加上短的横线用以表明它们是时间平均值。式(5.128)中的温度分布曲线在图 5.12c 中为抛物线。对式(5.128)在壁厚方向上对 y 进行积分可以求得平均壁温 $\overline{T}_{w,m}$。

$$\overline{T}_{w,m}-\overline{T}_{w,o}=-\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w}\frac{\partial T_w}{\partial \tau} \tag{5.129}$$

从而得出冷、热流周期内平均壁温和表面壁温之差。

$$(\bar{T}_{w,m}-\bar{T}_{w,o})_h=-\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w}\left(\frac{\partial T_w}{\partial \tau}\right)_h \tag{5.130}$$

$$(\bar{T}_{w,m}-\bar{T}_{w,o})_c=-\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w}\left(\frac{\partial T_w}{\partial \tau}\right)_c \tag{5.131}$$

对于理想化的周期流动条件(也就是 $\bar{T}_{w,m,h}=\bar{T}_{w,m,c}$)冷、热流周期内的平均壁温一定相等。将式(5.131)与式(5.130)相减得

$$(\bar{T}_{w,o})_h-(\bar{T}_{w,o})_c=-\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w}\left[\left(\frac{\partial T_w}{\partial \tau}\right)_c-\left(\frac{\partial T_w}{\partial \tau}\right)_h\right] \tag{5.132}$$

要确定壁面热阻对换热器效率的影响，我们应该得出一个应用于平直壁的 R_w 的表达式。这意味着我们要推导一个用于蓄热式换热器有限壁面热阻计算的，与 UA 等价的表达式。只要写出能量守恒表达式和冷、热流周期微元 $\mathrm{d}x$ 的速率方程就可得出该表达式。

在热流阶段，热量从蓄热板的两侧向其内部传导。这种情况下，蓄热板上的单元长度 $\mathrm{d}x$ 对应的换热面积为 $\mathrm{d}A$。热量将通过壁厚传导。在冷流阶段，热量的传递与之相反。

$$\mathrm{d}Q_h=\rho_w c_w\frac{\delta_w}{2}\mathrm{d}A\left(\frac{\partial T_w}{\partial \tau}\right)_h P_h \quad \mathrm{d}Q_c=-\rho_w c_w\frac{\delta_w}{2}\mathrm{d}A\left(\frac{\partial T_w}{\partial \tau}\right)_c P_c \tag{5.133}$$

用上面的温度梯度代入式(5.132)中，注意对于理想周期条件有 $\mathrm{d}Q_h=\mathrm{d}Q_c=\mathrm{d}Q$。

$$(\bar{T}_{w,o})_h-(\bar{T}_{w,o})_c=\frac{\delta_w}{6k_w}\left(\frac{1}{P_h}+\frac{1}{P_c}\right)\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}A} \tag{5.134}$$

现在可以得出冷、热流阶段的速率方程为

$$\mathrm{d}Q_h=h_h\mathrm{d}A[\bar{T}_h-(\bar{T}_{w,o})_h]P_h \quad \mathrm{d}Q_c=h_c\mathrm{d}A[\bar{T}_c-(\bar{T}_{w,o})_c]P_c \tag{5.135}$$

其中 T_h 和 $\bar{T}_c$ 分别为冷、热流阶段在 x 截面处的时间平均时间温度。用上面的等式中 $(\bar{T}_{w,o})_h$ 和 $(\bar{T}_{w,o})_c$ 代入式(5.134)，注意 $\mathrm{d}Q_h=\mathrm{d}Q_c=\mathrm{d}Q$，整理得

$$\mathrm{d}Q=\left[\frac{1}{h_hP_h}+\frac{1}{h_cP_c}+\frac{\delta_w}{6k_w}\left(\frac{1}{P_h}+\frac{1}{P_c}\right)\right]^{-1}\mathrm{d}A(\bar{T}_h-\bar{T}_c) \tag{5.136}$$

由于 $Q=Q_h=Q_c$ 表示在每个循环过程(时间为 P_h+P_c)中总的换热量。因此，在一个循环中的平均换热量为

$$q=\frac{Q}{P_h+P_c} \tag{5.137}$$

$$\mathrm{d}q=\frac{\mathrm{d}Q}{P_h+P_c} \tag{5.138}$$

将式(5.138)中的 $\mathrm{d}Q$ 带入到式(5.136)中可得

$$\mathrm{d}q=U_0\mathrm{d}A(\bar{T}_h-\bar{T}_c) \tag{5.139}$$

其中

$$\frac{1}{U_0}=\left[\frac{1}{h_hP_h}+\frac{1}{h_cP_c}+\frac{\delta_w}{6k_w}\left(\frac{1}{P_h}+\frac{1}{P_c}\right)\right](P_h+P_c) \tag{5.140}$$

将式(5.139)在沿着逆流蓄热式换热器长度上积分可得

$$q=U_0A\Delta T_{lm} \tag{5.141}$$

其中

$$\Delta T_{lm}=\frac{(T_{h,i}-\overline{T}_{c,o})-(\overline{T}_{h,o}-T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i}-\overline{T}_{c,o}}{\overline{T}_{h,o}-T_{c,i}}\right)} \tag{5.142}$$

T 上方的短线表示相应的(冷流或者热流)阶段的时间平均温度。式(5.141)中的 A 代表总的表面积(A_h+A_c),与换热器中的 A_h 和 A_c 都不一样。这是因为式(5.138)中的 dq 是一个完整的循环。

下面将式(5.140)两侧除以总表面积 A 和式(5.9)中定义的 A_h 和 A_c,我们得到

$$\frac{1}{U_0A}=\frac{1}{h_hA_h}+\frac{1}{h_cA_c}+\frac{\delta_w}{6k_w}\left(\frac{1}{A_{w,h}}+\frac{1}{A_{w,c}}\right) \tag{5.143}$$

其中,式(5.126)之前的关系式 $A_{w,h}=A_h$ 和 $A_{w,c}=A_c$ 在式(5.143)中被用到。只要式(5.9)和式(5.110)中所用到 A_h 和 A_c 是正确的,上式对回转型蓄热式换热器和阀门切换型蓄热式换热器就都是可用的。将上式与间壁式换热器中相应的等式作比较,可以得到适用于蓄热式换热器的当量壁面热阻为

$$R_w=\frac{\delta_w}{6k_w}\left(\frac{1}{A_{w,h}}+\frac{1}{A_{w,c}}\right) \tag{5.144}$$

现在考虑一个有两种材料的烟气分离比例为 50%:50% 的回转型蓄热式换热器,或者一个 $P_h=P_c$ 的固定蓄热板蓄热式换热器的特殊情况。对于这样的蓄热式换热器,$A_{w,h}=A_{w,c}=A_w$。因此,对于这种情况式(5.144)可以简化为

$$R_w=\frac{\delta_w}{3k_wA_w} \tag{5.145}$$

而与之对应的一个间壁式换热器,壁厚为 δ_w,换热面积为 A_w 以及热导率为 k_w,其壁面热阻为

$$R_w=\frac{\delta_w}{k_wA_w} \tag{5.146}$$

将式(5.145)和式(5.146)进行对比,可以明显地发现蓄热式换热器的壁面热阻为相应的间壁式换热器的壁面热阻的三分之一。也可以理解成蓄热式换热器与同类型间壁式换热器的等效壁厚是间壁式换热器壁厚的三分之一。蓄热式换热器壁面热阻比较小的根本原因是在蓄热式换热器内热能不通过壁厚方向来传递,而仅仅只是通过壁面来储存和反弹。

前面分析中的一个基本假设是温度 T_h、T_c 和 T_w 的随时间是线性关系的。由于在阀门切换的时候和换热器入口出口处的实际情况不是这样的，所以 Hausen 在 1942 年提出通过添加修正因子 ϕ^* 将式(5.145)中的 R_w 进行修正，所以有

$$\frac{1}{U_0 A}=\frac{1}{h_h A_h}+\frac{1}{h_c A_c}+R_w \phi^* \tag{5.147}$$

其中对于平板形的蓄热板有

$$\phi^*=\begin{cases}1-\dfrac{\delta_w^2}{60\alpha_w}\left(\dfrac{1}{P_h}+\dfrac{1}{P_c}\right), & \text{当}\dfrac{\delta_w^2}{2\alpha_w}\left(\dfrac{1}{P_h}+\dfrac{1}{P_c}\right)\leqslant 10\\[2ex] 2.142\left[0.3+\dfrac{\delta_w^2}{2\alpha_w}\left(\dfrac{1}{P_h}+\dfrac{1}{P_c}\right)\right]^{-\frac{1}{2}}, & \text{当}\dfrac{\delta_w^2}{2\alpha_w}\left(\dfrac{1}{P_h}+\dfrac{1}{P_c}\right)\geqslant 10\end{cases} \tag{5.148}$$

一般来说，壁面热阻比冷、热流的薄膜热阻要小很多。因此壁面热阻式(5.144)应用在多数解决校验问题和尺寸问题上。修正因子 ϕ^* 不能用于精确地确定壁内瞬时变化的以及换热器末端的温度分布。在这些情况下建议使用 Heggs 和 Carpenter 考虑了壁面热阻效应的数值方法。Heggs 和 Carpenter 认为壁面热阻所产生的影响属于内传导的影响。

5.6 压力和夹带泄漏的影响

在回转型蓄热式换热器和固定蓄热板蓄热式换热器内，从低温流体到高温流体的泄漏一般都是由于压力的不同和夹带(转子转动和阀门切换引起的)所产生的。压力泄漏被定义为任何由于换热器内冷、热流体压差的不同而产生的泄漏。在回转型蓄热式换热器内，泄漏一般发生在蓄热板密封区的孔隙处或者外壳和盘区之间圆周处的间隙。在蓄热板固定的蓄热式换热器中，泄漏一般发生在阀门以及处于高温环境中的壳体(一般建造材料是砖)内的裂缝处。在实际应用中，为了防止有毒气体向周围环境泄漏，换热器热流侧蓄热板的压力要低于周围的压力(也就是处于真空状态下)。在这种情况下，压力泄漏是从外界通过壁内裂缝向蓄热板进行的。更详细的讨论，请参考 Shah 和 Skiepko 的文章。

回转型蓄热式换热器中的夹带泄漏定义如下：由于转子的转动，当蓄热板内由流体 1 变为流体 2 之后，蓄热板内空间所截留的气体传入另一侧流体。夹带泄漏是不可避免的，它的质量流量是总孔隙容积、转子速度和流动密度的函数。在蓄热板固定的蓄热式换热器中，在一个循环中由流体 1 到流体 2 的夹带泄漏为双蓄热板换热器中的一个蓄热板的孔隙容积和相关的封头体积。

下面将列出一个模型，考虑了回转型蓄热式换热器中的压力泄漏和夹带泄漏(Shah 和 Skiepko,1997)。这个例子参考 Shah 和 Skiepko 对于固定蓄热板的蓄热式换热器的建模方法。

在回转型蓄热式换热器中，压力泄漏主要发生分离冷、热两种流体的密封区，穿过蓄热板本身的孔隙（在当前的分析中这部分被忽略）或者盘区（转子）与外壁之间圆周处的间隙。圆周处的泄漏有时被称为边侧旁路泄漏，密封处的压力泄露被称为交叉旁路泄露。下面将建模和概括总的压力泄漏对蓄热式换热器效率的影响。泄漏也说明了整个过程或者热力系统的损失。这一部分损失对整个换热过程或者循环效率也有实质上的影响。例如，在一个燃气轮机的装置中的蓄热式换热器内，6% 的冷高压空气泄漏到尾气中就意味着纯的输出功率要损失 6%——这是很严重的损失！但是对于燃气轮机的装置中的蓄热式换热器，除非存在非常明显的大的泄漏，否则一般的蓄热循环要比简单循环的热效率高很多。

图 5.13 中是一个具有径向、外围和轴向密封装置的涡流式回转型蓄热式换热器。径向密封装置防止了在换热器入口及出口端由高压气体到低压气体的泄漏。轴向密封装置防止了外壳和盘区之间圆周处的间隙内由高压气体到低压气体的泄漏。在轴向密封装置很完美的情况下（不存在泄漏），外围密封装置主要防止在外壳和转轴之间的间隙中的，每一种流体侧的（沿着轴向方向）由换热器入口到换热器出口的旁路泄漏；轴向密封装置（由于沿着转子周围一般有 12 个或者更少的轴向密封装置）间的泄漏最终也要穿过外围密封装置。应该注意在一些蓄热式换热器的应用中（例如燃气轮机），用不到轴向密封装置，只布置外围密封装置来防止或最小化轴向和圆周方向上的旁路泄漏。

对蓄热式换热器热设计的建模包含了对内部的（理想的）蓄热式换热器的建模（是指在图 5.14 中虚线以内的区域换热器转子的转动不存在泄漏）和实际蓄热式换热器的建模（是指作为有外壳的内部蓄热器考虑，以及具有径向、轴向和外围密封装置，包含各种泄漏和旁路流）。在热设计的步骤中用到这两种换热器的概念。由图 5.14 可以清楚地看出在点线以内的区域不存在泄漏（也就是理想的蓄热式换热器）。在图 5.14 中，除轴向泄漏以外所有的泄漏都用粗线标出，并用箭头表示其流动方向，而轴向泄漏则用穿过理想蓄热式换热器的大的虚线来表示，但实际上轴向泄漏是穿过外壳和盘区之间圆周处的间隙。各股泄漏的流速定义如下：第一个下角标 h 或者 c 表示热流体或者冷流体；第二个下角标 r、p、ax 和 co 分别表示径向、外围、轴向和夹带泄漏。上角标 (H) 和 (C) 表示蓄热式换热器转子的热端（热流体入口侧）和冷端（冷流体的入口侧）。各股泄漏的温度定义如下：第一个下角标 h 或者 c 表示热流体或者冷流体；第二个下角标 i 和 o 表示蓄热器的气体侧入口和出口。这些参量带有主要的比标记时指理想蓄热式换热器的入口和出口。这些参量不带有主要的比标记时指实际蓄热式换热器的入口和出口。

所有的径向、外围和轴向密封泄漏的建模都看成是流过管口的流动，具体如下：

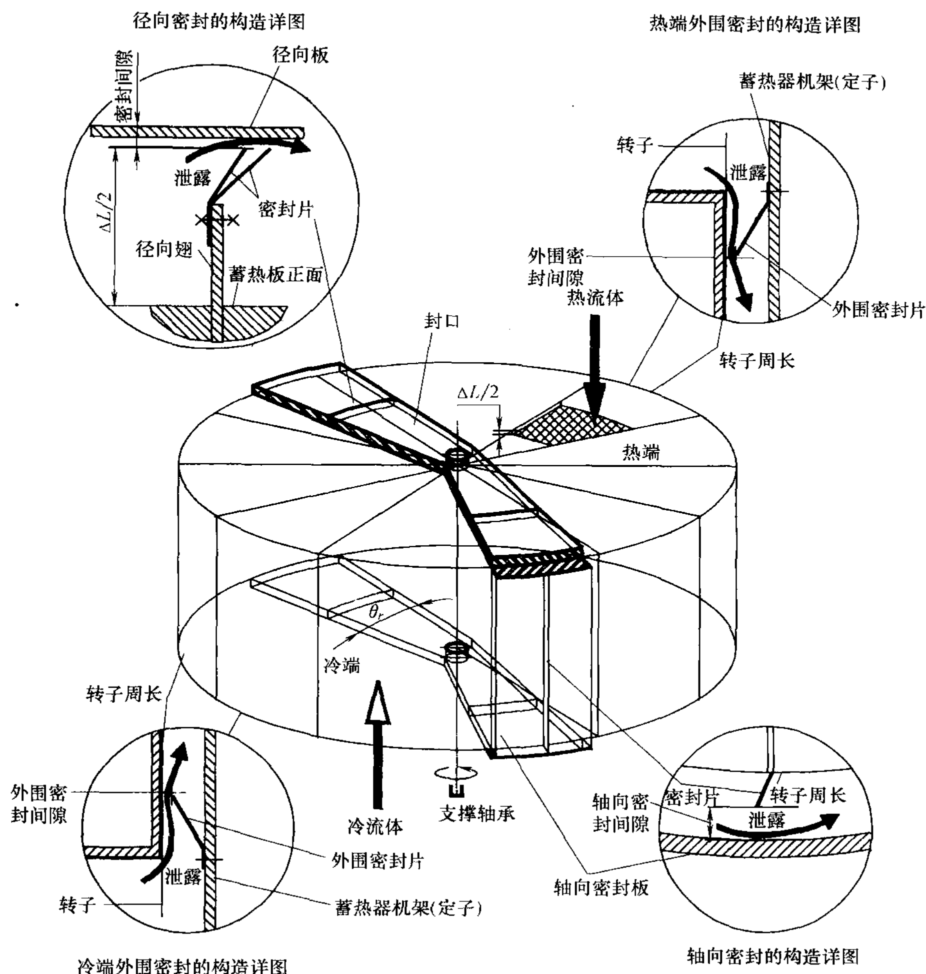


图5.13　具有径向、轴向和外围密封装置的涡流式回转型蓄热式换热器(摘自 Shah 和 Skiepko,1997)

$$\dot{m}_{密封} = C_d A_{o,s} Y \sqrt{2\rho\Delta p} \tag{5.149}$$

这里我们假定相关热力过程都是等熵的，通过密封装置的压力泄漏可以用伯努利方程和连续方程来估算，通过泄漏区的气流可以应用热力学相关公式来估算。在式(5.149)中，C_d 是排出系数，假定为0.8(Shah 和 Skiepko,1997)；$A_{o,s}$是密封间隙的流动面积；Y 是压缩性效应的扩张因子，假定为1；ρ 是通过密封区前的气体的密度；Δp 是密封区内的压降。泄露流速、Δp 以及各股泄漏在入口处的密度见表5.6。

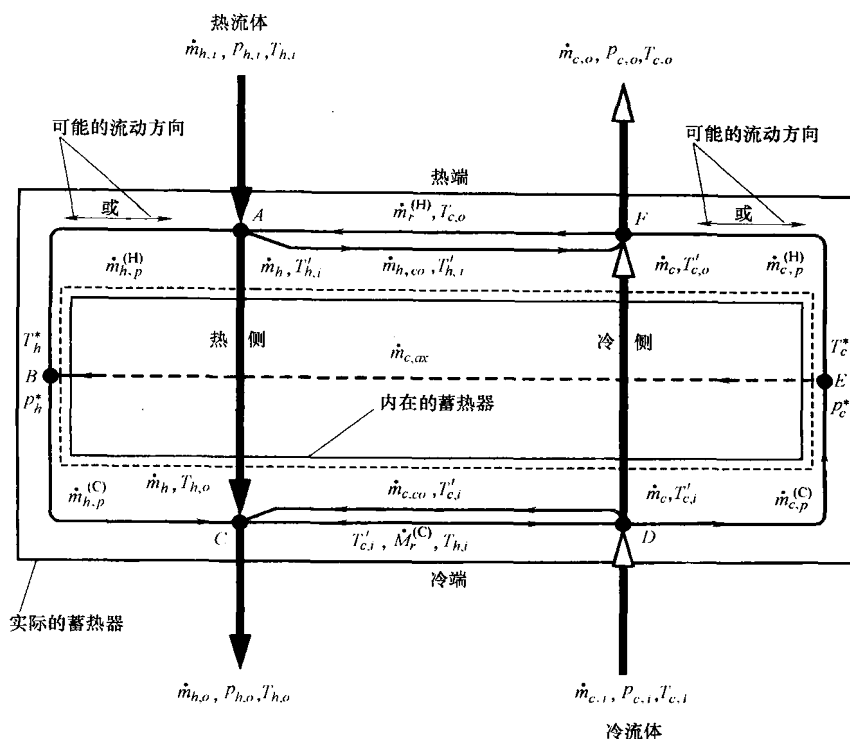


图 5.14 考虑所有泄漏的蓄热式换热器内气体流动网(摘自 Shah 和 Skiepko,1997)

在转子一次旋转过程中由热流体到冷流体的夹带泄漏对应与热孔隙体积乘以气体的平均密度 $\bar{\rho}$，即有

$$\dot{m}_{h,co} = (A_{fr}L\sigma)\bar{\rho}_h N \tag{5.150}$$

其中 $\bar{\rho}_h$ 由气体入口和出口温度与压力的算术平均数确定。从冷流侧到热流侧的夹带泄漏 $\dot{m}_{c,co}$ 可以写成类似的表达式。在一些蓄热式换热器的应用中，不同孔隙度的换热面在沿着流体长度的方向上应用时，式(5.150)中 $L\sigma$ 的可以用 $\sum_i L_i\sigma_i$ 来代替。在 Ljungstrom 蓄热式换热器以及其他的一些蓄热式换热器中，蓄热板的流动长度为 L，在热端和冷端处的径向肋条要比 $\Delta L/2$ 高一些，在这些地方径向的密封装置不是很重要(图 5.13)。因此，在封头内的气体流也一直流动延续到另一侧。因此，一般在每种流体侧的夹带泄漏项为

$$\dot{m}_{j,co} = A_{fr}N\bar{\rho}_j\left[\sum_{i=1}^{n}(L_i\sigma_i) + \Delta L\right] \quad j = h \text{ 或 } c \tag{5.151}$$

一般来说，夹带泄漏很小，它对大部分回转型蓄热式换热器效率的影响可以忽略不计，而对低温蓄热式换热器和配用斯特灵(stirling)发动机的蓄热式换热器来说一般不能忽略，因为这些换热器的阀门切换频率非常大。

实际蓄热式换热器泄漏的建模包括对表5.6中所有9种泄漏的流速的确定和图5.14中混合点$A,B,\cdots,F$的质量流量、压力和温度的确定。更加细致的讨论中，质量流量还包括额外的4个项：通过换热器盘区(转子)热流和冷流的质量流量($\dot{m}_h$和$\dot{m}_c$)，实际换热器出口处热流和冷流的质量流量($\dot{m}_{h,o}$和$\dot{m}_{c,o}$)；图5.14中点B、E的4个压力和温度：p_h^*，p_c^*，T_h^*，T_c^*(注意这些都是量纲值)；由实际换热器到外界或到内部换热器的三个温度：$T_{h,o}$，$T_{c,o}$，$T'_{h,i}$。因此模型包括了实际换热器中的20个未知的参量。通过确定表5.6中泄漏的流速可得9个等式[式(5.149)类的7个等式和式(5.150)类的2个等式]。根据图5.14中6个节点$A,B,\cdots,F$的质量流量达到平衡可以得出表5.7中的6个等式。根据图5.14中A，B，C，E和F这5个点处的能量守恒可得到另外的5个等式，总结在表5.8中。因此，总共20个线形或非线性的方程可以用于确定前面的20个未知量。如果图5.14中$\dot{m}_{c,r}^{(C)}$是C到D的泄漏量，那么可以得出表5.8中的关于D点能量守恒的等式以及求出未知量$T'_{h,i}$。

表5.6　回转型蓄热式换热器的压力泄漏和夹带泄漏的流速、压降和入口密度

泄漏期间	符号	压降	密度
穿过径向密封装置间隙的流动			
热端的高压冷流体	$\dot{m}_{c,r}^{(H)}$	$p_{c,o}-p_{h,i}$	$\rho_{c,o}$
冷端的高压冷流体	$\dot{m}_{c,r}^{(C)}$	$p_{c,i}-p_{h,o}$	$\rho_{c,i}$
穿过外围密封装置间隙的流动			
在转子表面热端的流体			
热流低压区域入口附近的流体	$\dot{m}_{h,p}^{(H)}$	$p_{h,i}-p_h^*$	$\rho_{h,i}(p_{h,i}>p_h^*)$
		$p_h^*-p_{h,i}$	$\rho_h^*(p_{h,i}<p_h^*)$
冷流高压区域出口附近的流体	$\dot{m}_{c,p}^{(H)}$	$p_{c,o}-p_c^*$	$\rho_{c,o}(p_{c,o}>p_c^*)$
		$p_c^*-p_{c,o}$	$\rho_c^*(p_{c,o}<p_c^*)$
转子表面冷端的流体			
热流低压区域出口附近的流体	$\dot{m}_{h,p}^{(C)}$	$p_h^*-p_{h,o}$	ρ_h^*
冷流高压区域入口附近的流体	$\dot{m}_{c,p}^{(C)}$	$p_{c,i}-p_c^*$	$\rho_{c,i}$
穿过轴向密封装置间隙的流动	$\dot{m}_{c,ax}$	$p_c^*-p_h^*$	ρ_c^*

（续）

泄漏期间	符号	压降	密度
气体夹带			
低压热流进入冷流的夹带	$\dot{m}_{h,co}$		$\bar{\rho}_h$
高压冷流进入热流的夹带	$\dot{m}_{c,co}$		$\bar{\rho}_c$

注：Shah 和 Skiepko 提供的数据。

表 5.7 蓄热式换热器内混合区域的质量守恒

混合位置	压力条件	质量流量比平衡
A	$p_{h,i} > p_h^*$	$-\dot{m}_{h,i} - \dot{m}_{c,r}^{(H)} + \dot{m}_{h,p}^{(H)} + \dot{m}_{h,co} + \dot{m}_h = 0$
	$p_{h,i} < p_h^*$	$-\dot{m}_{h,i} - \dot{m}_{c,r}^{(H)} - \dot{m}_{h,p}^{(H)} + \dot{m}_{h,co} + \dot{m}_h = 0$
B	$p_{h,i} > p_h^*$	$-\dot{m}_{h,p}^{(H)} - \dot{m}_{c,ax} + \dot{m}_{h,p}^{(C)} = 0$
	$p_{h,i} < p_h^*$	$\dot{m}_{h,p}^{(H)} - \dot{m}_{c,ax} + \dot{m}_{h,p}^{(C)} = 0$
C		$-\dot{m}_h - \dot{m}_{c,r}^{(C)} - \dot{m}_{h,p}^{(C)} - \dot{m}_{c,co} + \dot{m}_{h,o} = 0$
D		$-\dot{m}_{c,i} + \dot{m}_{c,co} + \dot{m}_{c,p}^{(C)} + \dot{m}_{c,r}^{(C)} + \dot{m}_c = 0$
E	$p_{c,o} > p_c^*$	$-\dot{m}_{c,p}^{(C)} - \dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,ax} = 0$
	$p_{c,o} < p_c^*$	$-\dot{m}_{c,p}^{(C)} + \dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,ax} = 0$
F	$p_{c,o} > p_c^*$	$-\dot{m}_c + \dot{m}_{h,co} + \dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,r}^{(H)} + \dot{m}_{c,o} = 0$
	$p_{c,o} < p_c^*$	$-\dot{m}_c - \dot{m}_{h,co} - \dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,r}^{(H)} + \dot{m}_{c,o} = 0$

注：Shah 和 Skiepko 提供的数据。

表 5.8 蓄热式换热器内混合区域的能量守恒

混合位置	压力条件	质量流量比平衡
A	$p_{h,i} > p_h^*$	$-\dot{m}_{h,i}H_{h,i} - \dot{m}_{c,r}^{(H)}H_{c,o} + [\dot{m}_{h,p}^{(H)} + \dot{m}_{h,co} + \dot{m}_h]H'_{h,i} = 0$
	$p_{h,i} < p_h^*$	$-\dot{m}_{h,i}H_{h,i} - \dot{m}_{c,r}^{(H)}H_{c,o} - \dot{m}_{h,p}^{(H)}H_h^* + (\dot{m}_{h,co} + \dot{m}_h)H'_{h,i} = 0$
B	$p_{h,i} > p_h^*$	$-\dot{m}_{h,p}^{(H)}H'_{h,i} - \dot{m}_{c,ax}H_c^* + \dot{m}_{h,p}^{(C)}H_h^* = 0$
	$p_{h,i} < p_h^*$	$T_h^* = T_c^*$
C		$-[\dot{m}_{c,co} + \dot{m}_{c,r}^{(C)}]H_{c,i} - \dot{m}_{h,p}^{(C)}H_h^* - \dot{m}_hH'_{h,o} + \dot{m}_{h,o}H_{h,o} = 0$
D		$T'_c = T_{c,i}$，$\dot{m}_{c,r}^{(C)}$ 是从 D 到 C

（续）

混合位置	压力条件	质量流量比平衡
D		$\dot{m}_{c,co}H'_{c,i} - \dot{m}_{c,r}^{(C)}H_{h,o} + \dot{m}_{c,p}^{(C)}H'_{c,i} + \dot{m}_c H'_{c,i} - \dot{m}_{c,i}H_{c,i} = 0$， $\dot{m}_{c,r}^{(C)}$ 是从 C 到 D
E	$p_{c,o} > p_c^*$ $p_{c,o} < p_c^*$	$-\dot{m}_{c,p}^{(C)}H_{c,i} - \dot{m}_{c,p}^{(H)}H_{c,o} + \dot{m}_{c,ax}H_c^* = 0$ $T_c^* = T_{c,i}$
F	$p_{c,o} > p_c^*$ $p_{c,o} < p_c^*$	$-\dot{m}_c H'_{c,o} - \dot{m}_{h,co}H'_{h,i} + [\dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,r}^{(H)} + \dot{m}_{c,o}]H_{c,o} = 0$ $-\dot{m}_c H'_{c,o} - \dot{m}_{h,co}H'_{h,i} - \dot{m}_{c,p}^{(H)}H_{c,i} + [\dot{m}_{c,r}^{(H)} + \dot{m}_{c,o}]H_{c,o} = 0$

注：Shah 和 Skiepko 提供的数据。

为了研究泄漏部分对蓄热式换热器传热性能的影响，我们也需要对内部换热器的传热和压降建模。传热分析包括 ε—NTU_0 理论，以及 5.2 节、5.4 节、5.5 节中讲到的关于纵向热传导和横向热传导对于内部换热器的影响的问题。这里可以通过前面讲到的对实际换热器的分析方法来确定内部换热器合适的质量流量和入口温度。

对内部换热器的传热分析可以得出其温度和效率 $\varepsilon_{i,b}$。对内部换热器冷、热流的压降的分析也在第 6 章列出。另外还需要得出内部蓄热式换热器内合适的流速和温度（为了计算密度）。通过这部分分析可以得出出口压力 $p_{h,o}$和 $p_{c,o}$。

因此内部换热器的传热和压降的模型中一共有 5 个未知量：$\varepsilon_{i,b}$，$T'_{h,o}$，$T'_{c,o}$，$p_{h,o}$和 $p_{c,o}$。与之对应的就需要建立 5 个方程：$\varepsilon_{i,b}$的定义式，两个出口温度的方程（已知入口温度、$\varepsilon_{i,b}$和 C_{min}）和两个压降的方程。因此实际蓄热式换热器和内部蓄热式换热器的模型一共需要建立 25 个非线性方程来以求出 25 个未知量。数量如此之多的等式只能通过计算机程序来解决。Shah 和 Skiepko 提出了汽轮机的蓄热式换热器中分别通过径向、外围和轴向密封装置的 5% 和 10% 泄漏的详细的解。下面就是通过他们的研究所得到的结论：

1）任何径向密封装置发生泄漏的位置（在蓄热式换热器的热端和冷端）对于实际蓄热式换热器冷流传热的影响可以忽略不计[㊀]。因此，可以假设径向密封装置的泄漏在热端发生 50%，在冷端发生另外的 50%。对于汽轮机的蓄热式换热器这个特定的例子，径向密封装置泄漏能减少排出道中传递给冷流体的有用的热能，而例子中 5% 和 10% 的泄漏可以减少有效能中的 3.2% 和 6.9%。这些 5%

㊀ 蓄热式换热器效率较高时，经常会发生。如果 $\varepsilon \leqslant 40\% \sim 50\%$，热端冷流体的泄漏就会使实际蓄热式换热器中热流体的入口温度降低。因此对（$T_{h,i} - T_{c,i}$）和传热效果有一定的影响。

和10%的径向密封装置泄漏还可以分别降低冷流侧压降的1.4%和3.2%以及增加热流侧压降的4.5%和9.5%。如果想得到压降的保守值(也就是很高的值),那么只需要考虑蓄热式换热器热端的冷流体的总压力泄漏。

2) 外围密封装置的泄漏对于传热和冷、热流侧压降的影响与径向密封装置的影响类似。

3) 对通过径向密封装置的四种泄漏的流动路径考虑如图5.14所示,为*DEBC*、*DEBA*、*FEBC*和*FEBA*。泄漏对传热和压降的影响与泄漏的分布(流动路径)有很大关系。

4) 由于所有的泄漏在蓄热式换热器内都是同时发生的,因此即使是一个很小的通过单独密封装置的泄漏也会对换热器的性能有很大的影响。在安装径向、外围以及轴向密封装置时,最好使它们尽量牢固。但是,由于大部分汽轮机的蓄热式换热器的最有害影响都已经考虑到,所以轴向的密封装置应该尽量的安装牢固。

5.7 蓄热板的材料、尺寸和布置的影响

在蓄热板固定的蓄热式换热器中,冷流体(空气)的出口温度在冷流阶段是一个时间的减函数。将出口处在$\tau=0$处和$\tau=P_c$处温度的差值看为是温度的振幅(temperature swing)。应该使这个振幅最小化,这样从换热器中排出的热空气的温度就可以看作是一个恒定值。在相关系统(three and four stove system)的设计中已经发展了温度振幅的最小化技术,如1.5.4.2节所讲到的。由于温度的振幅与蓄热板材料的热容有很大的关系,所以可以通过使用高体积率的热容($\rho_w c_w$)材料使温度的振幅最小化,例如用碳化硅或者刚玉来代替火泥。但是使用高热容的材料一般造价会比较高。在一个蓄热式换热器的2或3个区域中不同的材料以及尺寸和布置方式的正确使用配合可以使换热器得到很好的优化。

Heggs和Carpenter建议在冷流路径出口的末端使用高热容的材料,在其入口的末端使用低热容的材料。其中需要使用高热容材料的面积只占10%,而其他的90%都使用低热容的材料。Heggs和Carpenter还发现在双区蓄热式换热器(two-zoned rehenerator)中冷流流动路径出口的末端附近可以使用厚砖,而在其入口的末端附近可以使用薄砖。任何一种方法都可以减小温度振幅。双区蓄热式换热器是将换热器内的空间分成连续的两个区,第一个区流体的出口温度即为第二个区流体的入口温度。如例5.6所示,计算一个区的当量高度是用另一个区的传热系数、表面积和填充密度来表示的。

蒸汽锅炉中蓄热式换热器的蓄热板采用双层结构(每一层的表面积都不相同),原因如下:①为了获得更高的换热效率,热端一般有较高性能的表面,但

是其几何结构比较复杂，这并不适用于冷端，主要是因为在冷端可能有微粒堵塞（应采用平板表面使微粒可以顺利的流通）。②在冷端附近，热流体的温度很低，这就存在材料被硫酸腐蚀的可能。因此，在冷端附近表面上的片状金属的厚度就比热端蓄热板层的厚度要大，并不必担心热端腐蚀。另外，由于冷凝水蒸汽在冷端附近，所以湿度很大，这就使得污垢也是一个很严重的问题。因此，蓄热板表面的流体流通通道都是直的（低传热系数的管流），这样可以提高蓄热板的自我清洁能力，使流体在流动的时候容易冲走污垢。冷端的蓄热板表面有时采用陶瓷材料，或者再用钢片覆盖在陶瓷外以防止腐蚀。

例 5.6 用回转型蓄热式换热器来预热空气，换热器的换热板在烟气流动方向采用双层的平板结构（每一层的表面积不同）。上层蓄热板在热端的附近有一个具有更高性能的强化表面，下层蓄热板冷端附近具有更厚的表面金属板（和上层蓄热板相比），来使腐蚀和污垢的产生达到最小化。换热器的几何结构、传热系数、上下层蓄热板材料的物性参数如下所示。

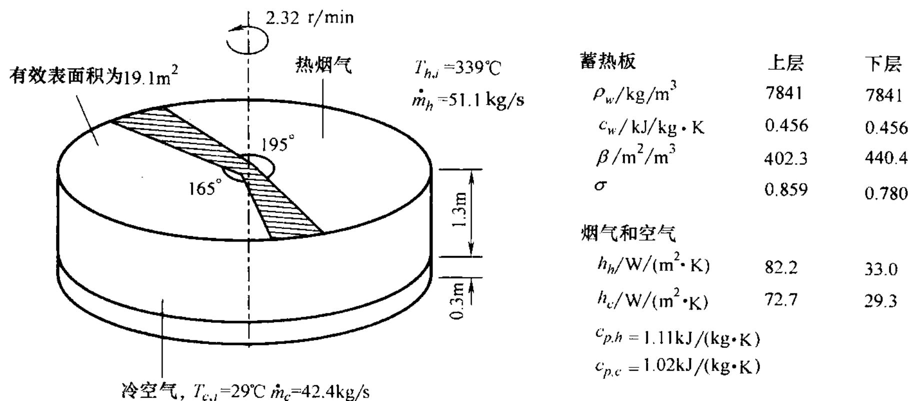
换热器参数和流体的物性参数	上层 热端附近	下层 冷端附近
每层蓄热板的高度/m	1.300	0.300
水利直径/mm	8.54	7.08
金属板的厚度/mm	0.7	1.0
充填密度/m^2/m^3	402.3	440.4
孔隙度	0.859	0.780
烟气侧的传热系数/W/($m^2 \cdot K$)	82.2	33.0
空气测得传热系数/W/($m^2 \cdot K$)	72.7	29.3
密度 ρ_w/kg/m^3	7841	7841
比热容 c_w/J/(kg·K)	456	456
热导率 k_w/W/(m·K)	50.3	50.3

转子的前侧面积，不包括轴，但是包括密封装置覆盖部分的面积为 19.1m^2。转子的转速为2.32r/min，其表面烟气（热）的流通截面的夹角为195°，空气（冷）的流通截面的夹角为165°。径向密封区占转子表面积的10%。烟气的质量流量为51.1kg/m^3，入口温度为339℃，并且与空气流的流动方向相反。空气的质量流量为42.4kg/m^3，入口温度为29℃。烟气和空气的质量定压热容分别为1.11kJ/(kg·K)和1.02kJ/(kg·K)。

确定蓄热式换热器的效率和烟气到空气的热流量。

求解：

问题数据和简述：给出的转子为双层的结构，并且两层的材料都相同，但是物理特性不同。另外，转子的尺寸和旋转速度已经确定。并且已知冷、热两种流体的流速和入口温度。蓄热板材料和流体的物性参数也为确定的值(图例5.6)。



蓄热板	上层	下层
ρ_w/kg/m³	7841	7841
c_w/ kJ/kg·K	0.456	0.456
β/m²/m³	402.3	440.4
σ	0.859	0.780
烟气和空气		
h_h/W/(m²·K)	82.2	33.0
h_c/W/(m²·K)	72.7	29.3

$c_{p,h}$ = 1.11kJ/(kg·K)

$c_{p,c}$ = 1.02kJ/(kg·K)

图例 5.6 回转型蓄热式换热器换热过程示意图

确定：蓄热式换热器的效率和烟气到空气的热流量。

假设：5.1.1 节中的假设在此可以应用，第一层中流体的出口温度与第二层中流体的入口温度相同。

分析：要得出问题的解，应计算等效蓄热板的高度来代替实际低层蓄热板的高度，这个高度也是等效高层蓄热板的高度，和低层蓄热板具有相同的热负荷。一旦计算出对低层蓄热板的等效高层蓄热板的高度时，再由高层蓄热板的高度就可以计算出等效换热器中烟气和空气单一层蓄热板的高度(以高层蓄热板的几何尺寸和其他特征量表示出来)。因此出于计算的目的，这个等效的蓄热式换热器在烟气和空气端可能具有不同的高度。计算换热器内单一层蓄热板的步骤与5.2节中的例题一致。

首先计算出等效低层蓄热板的高度。注意每层换热面积 A 为

$$A = 转子的前侧面积\ A_{fr} \times 蓄热板的高\ L \times 充填密度\ \beta$$

可以根据式(5.141)写出下面的对于低层蓄热板热负荷 q 的表达式。

$$q = U_{o,io} A_{lo} \Delta T_{lo} = U_{o,io} A_{fr} L_{lo} \beta_{lo} \Delta T_{lo}$$

类似的，根据式(5.141)还可以写出用等效高层蓄热板的高度表示上面的表达式。

$$q = U_{o,up} A_{fr} L_{eq,up} \beta_{up} \Delta T_{up}$$

对于低层蓄热板的热负荷，上面的两个等式是相等的。还应该注意在实际蓄热板和等效蓄热板中的温差是相等的($\Delta T_{lo} = \Delta T_{up}$)。下面计算出与低层蓄热板具有相

等热负荷的等效蓄热板的高度。

$$L_{eq,up}=\frac{U_{o,lo}}{U_{o,up}}\frac{\beta_{lo}}{\beta_{up}}L_{lo}$$

根据式(5.143)计算出总的传热系数 $U_{o,lo}$ 和 $U_{o,up}$，忽略式(5.143)中的热传导项，有

$$\frac{1}{U_0}=\frac{1}{h_h\left(\frac{A_h}{A}\right)}+\frac{1}{h_c\left(\frac{A_c}{A}\right)}$$

其中 $A_h=A_{fr,h}L\beta$，$A_c=A_{fr,c}L\beta$。但是前侧面积为

$$A_{fr,h}=\frac{0.9A_{fr}\theta_h}{360°}\quad A_{fr,c}=\frac{0.9A_{fr}\theta_c}{360°}$$

并且有 $A=A_h+A_c$，因此有

$$\frac{A_h}{A}=\frac{\theta_h}{\theta_h+\theta_c}\quad\frac{A_c}{A}=\frac{\theta_c}{\theta_h+\theta_c}$$

其中，θ_h 和 θ_c 分别为195°和165°。可以得出低层和高层换热板总的传热系数为

$$\frac{1}{U_{o,lo}}=\frac{1}{33.0\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\left(\frac{195°}{360°}\right)}+\frac{1}{29.3\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\left(\frac{165°}{360°}\right)}$$

$$\Rightarrow U_{o,lo}=7.67\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

$$\frac{1}{U_{o,up}}=\frac{1}{82.2\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\left(\frac{195°}{360°}\right)}+\frac{1}{72.7\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\left(\frac{165°}{360°}\right)}$$

$$\Rightarrow U_{o,up}=19.1\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

在前面计算 $L_{eq,up}$ 的公式中带入数值，计算出对于低层蓄热板的等效高层蓄热板的高度为

$$L_{eq,up}=\frac{7.67\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}{19.1\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}\times\frac{440.4}{402.3}\times0.3\mathrm{m}=0.132\mathrm{m}$$

将等效高度与实际的高层蓄热板的高度相加就可以得出换热器的有效高度为 $L_{eff}=(1.300+0.132)\mathrm{m}=1.432\mathrm{m}$。注意这个有效高度要比实际的两层蓄热板的物理高度要小，实际的高度为$(1.300+0.300)\mathrm{m}=1.600\mathrm{m}$。现在就可以将例题中的双层蓄热板的蓄热式换热器看成是一个单层蓄热板的蓄热式换热器，且单层蓄热板的高度为1.432m，其各项参数与例题中高层蓄热板的值对应相等。

下面计算出每一侧流体的 hA。已知前侧面积中不包含密封装置覆盖的面积且总的前侧面积被除以360°，我们可以计算出冷、热流体的前侧面积为

$$A_{fr,h}=\frac{0.9A_{fr}\theta_h}{360°}=0.9\times19.1\mathrm{m^2}\times\left(\frac{195°}{360°}\right)=9.311\mathrm{m^2}$$

$$A_{fr,c}=\frac{0.9A_{fr}\theta_h}{360^\circ}=0.9\times19.1\text{m}^2\times\left(\frac{165^\circ}{360^\circ}\right)=7.879\text{m}^2$$

知道了单独的前侧面积和有效高度，可以得出冷、热流体的换热面积为

$$A_h=A_{fr,h}L_{eff}\beta_h=9.311\text{m}^2\times1.432\text{m}\times402.3\text{m}^2/\text{m}^3=5364\text{m}^2$$

$$A_c=A_{fr,c}L_{eff}\beta_h=7.879\text{m}^2\times1.432\text{m}\times402.3\text{m}^2/\text{m}^3=4539\text{m}^2$$

知道了换热面积和传热系数，可以得出：

$$(hA)_h=0.0822\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times5364\text{m}^2=440.9\text{kW/K}$$

$$(hA)_c=0.0727\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\times4539\text{m}^2=330.0\text{kW/K}$$

因此，对流传热率为

$$(hA)^*=\frac{(hA)_{\min}}{(hA)_{\max}}=\frac{(hA)_c}{(hA)_h}=\frac{330.0\text{kW/K}}{440.9\text{kW/K}}=0.748$$

其中，$(hA)^*$ 在范围 0.25 ~ 4.0 内。因此它对于换热器效率的影响可以忽略不计。

要确定换热器的效率，我们计算各种热容量。

$$C_h=\dot{m}_hc_{p,h}=51.1\text{kg/s}\times1.11\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})=56.72\text{kW/K}$$

$$C_c=\dot{m}_cc_{c,h}=42.4\text{kg/s}\times1.02\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})=43.25\text{kW/K}$$

$$C_{\min}=C_c=43.25\text{kW/K}\quad C_{\max}=C_h=56.72\text{kW/K}$$

$$C^*=\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=\frac{43.25\text{kW/K}}{56.72\text{kW/K}}=0.7625$$

要计算出蓄热板的热容量，应该首先确定出蓄热板的质量。

M_w = 转子的前侧面积 × 转子的高度 × 转子的密度 × 蓄热板材料的密度

$= 19.1\text{m}^2\times[1.3\text{m}\times(1-0.859)+0.3\text{m}\times(1-0.780)]\times7841\text{kg/m}^3$

$= 37336\text{kW/K}$

知道了蓄热板的质量，它的热容率计算如下：

$$C_r=M_wc_wN=37336\text{kg}\times0.456\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})\times\frac{2.32}{60}\text{r/s}=658.3\text{kW/K}$$

$$C_r{}^*=\frac{C_r}{C_{\min}}=\frac{658.3\text{kW/K}}{43.25\text{kW/K}}=15.22$$

从前面的值，根据式(5.48)计算 NTU_0 为

$$NTU_0=\frac{1}{C_{\min}}\frac{1}{\frac{1}{(hA)_h}+\frac{1}{(hA)_c}}=\frac{1}{43.25\text{kW/K}}\left[\frac{1}{\left(\frac{1}{440.9}+\frac{1}{330.0}\right)\text{K/kW}}\right]=4.364$$

现在根据式(5.62)和式(5.63)计算出换热器的效率。

$$\varepsilon_{cf}=\frac{1-\exp[-NTU_0(1-C^*)]}{1-C^*\exp[-NTU_0(1-C^*)]}=\frac{1-\exp[-4.364(1-0.7625)]}{1-0.9383\exp[-4.364(1-0.7625)]}$$

$=0.8845$

$$\varepsilon=\varepsilon_{cf}\left(1-\frac{1}{9C_r^{*1.93}}\right)=0.8845\left(1-\frac{1}{9\times 15.22^{1.93}}\right)=0.8840$$

可见根据 Razelos 法[式(5.64)～式(5.67)]计算出的换热器效率为0.8840。所以换热量为

$$q=\varepsilon C_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})=0.8840\times 43.25\text{kW/K}\times(339-29)\text{K}=11852\text{kW}$$

知道了换热量，冷、热流的出口温度计算如下：

$$T_{h,o}=T_{h,i}-\frac{q}{C_h}=339℃-\frac{11852\text{kW}}{56.72\text{kW/℃}}=130.0℃$$

$$T_{c,o}=T_{c,i}+\frac{q}{C_c}=29℃+\frac{11852\text{kW}}{43.25\text{kW/℃}}=303.0℃$$

讨论和注释：这一例题介绍了分析具有多层结构的蓄热式换热器的方法。如在题中讨论的一样，多层结构的蓄热式换热器适用于高温、污垢和腐蚀较大和(或)换热器内不同区域的蓄热板的体积热容量有差别的情况。前面的分析假定了流体在离开一个区进入另一个区的时候，温度的分布式恒定的。考虑到分析蓄热式换热器时，泄漏与传热系数的确定上有很大的不确定性，这种近似的认定还是很合理的。因为在5.2节中我们忽略了纵向热传导的影响，所以如果将复杂的换热器结构重新构筑成一个单层的等效换热器，那么对它的分析就很容易进行了。

综述

蓄热式换热器与间壁式换热器有很大不同，主要体现在：在热量间断性地由热流体传递给冷流体时，是周期性的先储存在蓄热板内，然后再通过蓄热板将热量释放给冷流体。因此在对蓄热式换热器的分析中要引入两个额外的参量：蓄热板壁的储热热容量和壁面与冷、热流体的热传导比[分别以量纲为一 C_r^* 和 $(hA)^*$ 的形式表示]，后者在大多数工业蓄热器中不太重要。在蓄热式换热器的分析和设计中最常用的两种方法仍然是 ε—NTU_0 法和 Λ—Π 法。本章还列出了这两种方法的基本定义和优缺点的详细分析。另外在使用陶瓷材料和低热容量材料的时候还应考虑横向热传导和换热器效率较高时的壁面纵向热传导。在换热器的设计理论中这些因素都需要全面的考虑。此外压力泄漏和夹带泄漏根据工况会使蓄热式换热器的效率明显降低。由于最后的这两种影响对蓄热式换热器几何结构和设计条件的影响比较复杂，并且相互之间也存在影响，因此设计原理中包含了迭代计算。本章中所列出的细节对于蓄热式换热器的校验和选型过程中的计算分析是很重要的。

参考文献

Bačlić, B. S. , 1985, The application of the Galerkin method to the solution of the symmetric and balanced counterflow regenerator problem, *ASME*, *J. Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 214-221.

Bahnke, G. D. , and C. P. Howard, 1964, The effect of longitudinal heat conduction on periodic-flow heat exchanger performance, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 86, Ser. A, pp. 105-120.

Coppage, J. E. , and A. L. London, 1953, The periodic-flow regenerator: a summary of design theory, Trans. *ASME*, Vol. 75, pp. 779-787.

Dragutinović, G. D. , and B. S. Bačlić, 1998, *Operation of Counterflow Regenerators*, Vol. 4, Computational Mechanics Publications, WIP Press, Southampton, UK.

Hausen, H. , 1929, Über die Theorie von Wärmeaustauches in Regeneratoren, *Z. Angew. Math. Mech.* , Vol. 9, pp. 173-200.

Hausen, H. , 1983, *Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow*, McGraw-Hill, New York.

Heggs, P. J. , and K. J. Carpenter, 1978, The effects of packing material, size and arrangement of the performance of thermal regenerators, *Heat Transfer* 1978, *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.* , Vol. 4, Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 321-326.

Heggs, P. J. , and K. J. Carpenter, 1979, A modification of the thermal regenerator infinite conduction model to predict the effects of intraconduction, *Trans. Inst. Chem. Eng.* , Vol. 57, pp. 228-236.

Kays, W. M. , and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed. , Krieger Publishing, Malabar, FL.

Kroger, P. G. , 1967, Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial heat conduction effects, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 12, pp. 363-372.

Lambertson, T. J. , 1958, Performance factors of a periodic-flow heat exchanger, *Trans. ASME*, Vol. 80, pp. 586-592.

Mondt, J. R. , 1964, Vehicular gas turbine periodic-flow heat exchanger solid and fluid temperature distributions, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 86, Ser. A, pp. 121-126.

Razelos, P. , 1979, An analytic solution to the electric analog simulation of the regenerative heat exchanger with time-varying fluid inlet temperatures, *Wärme-und Stoffübertragung*, Vol. 12, pp. 59-71.

Razelos, P. , 1980, Personal communication, Department of Applied Science, City University of New York, Staten Island, NY.

Saunders, O. A. , and S. Smoleniec, 1951, Heat transfer in regenerators, *IMechE-ASME General Discussion on Heat Transfer*, London, pp. 443-445.

习题

5.1 热容和流体热容量的区别是什么？用公式来说明。

5.2　怎么定义蓄热板的热容量？旋转蓄热式换热器的壁和固定蓄热板蓄热式换热器的壁的热容怎么联系起来。

5.3　在蓄热式换热器中，当热流体流过蓄热板时，整个蓄热板的温度上升到热流体的温度。当冷流体流过时，它的温度下降到冷流体的温度。选择对这个现象相应的回答。

A. 它依赖于蓄热板的 *NTU*　　B. 正确

C. 错误　　D. 它依赖于温度水平

5.4　在给出的一系列独立变量中，根据不同的微分方程和边界条件，可以求出独立的量纲为一群的是：

A. 使微分方程和边界条件参数自由

B. 用 Buckingham Ⅱ 定则

C. 使微分方程和边界条件量纲为一化

D. 先选出所有可能的量纲为一群，然后淘汰因变量的群

5.5　时间在下列情况下是很重要的变量：

A. 蓄热式换热器的设计　　B. 管壳式换热器的稳态理论

C. 回热器稳态压力降分析

5.6　在正常的稳态或周期运行时，对于下列热交换器，冷流体出口温度是时间的函数的是：

A. 板式换热器　　B. 旋转蓄热式换热器

C. 管翅式换热器　　D. 固定蓄热板蓄热式换热器

E. 双管式换热器

5.7　下列的因素使分析蓄热式换热器比回热器更复杂：

A. 固体材料的热阻　　B. 固体材料的热容

C. 传热系数随着位置变化　　D. 流体间的传热是独立发生的

E. 紧凑度 $\beta(m^2/m^3)$ 比较高

5.8　蓄热式换热器的有效度由下列量纲为一群决定：

A. Ntu　　B. Ntu_0　　C. F　　D. C^*

E. C_r^*　　F. P　　G. R　　H. $(hA)^*$

5.9　回热器有效度依赖于下面的量纲为一群：

A. τ^*　　B. X^*　　C. Λ_h　　D. Π_c　　E. Π_h

F. ξ_c　　G. η_h　　H. Λ_c　　I. T_w^*

5.10　理想逆流蓄热式换热器的有效度随着转速的增加如何变化？忽略压力泄漏。

A. 减小，但是不趋于 0，当 $N\to\infty$ 时

B. 减小，趋近于 0，当 $N\to\infty$ 时

C. 增加，但不趋近于 0，对于 $Ntu_0<\infty$ 当 $N\to\infty$ 时

D. 增加，对于 $Ntu_0\to\infty$ 当 $N\to\infty$ 时

5.11　当理想逆流蓄热式换热器的壁厚增加一倍，而其他运行状态保持不变时，下列情况将发生的是：

A. 壁热阻变得更重要　　B. 换热器效能增加

C. 纵向导热效应变得更重要　　D. 热容量比 C^* 增加

E. 压力降增加

5.12　逆流蓄热式换热器效能在下列情况下将增加：

A. 冷、热流体间压力泄漏增加　　B. 转速增加和忽略带出泄漏

C. 增加蓄热式换热器比热容　　D. 增加蓄热式换热器材料的热导率

E. 增加蓄热式换热器流道长度

5.13　ε 变化多大，当转盘速度从 3r/min 增加到 20r/min 时？

A. 小于 1%　　B. 大约 5%　　C. 多于 10%

5.14　在车辆气体旋转蓄热式换热器中，终端温度为热流体：760℃，297℃；冷流体：204℃，667℃。旋转速度是 $C_r^* = 10$。蓄热式换热器的效能大约为

A. 83%　　B. 75%　　C. 100%　　D. 64%

5.15　蓄热式换热器的传热单元数大约为

A. 10　　B. 5　　C. 8　　D. 1　　E. 7.33

5.16　逆流蓄热式换热器的效能由于纵向导热引起的损失，将随着下列情况增加：

A. Ntu_0 值减小　　B. C^* 减小　　C. λ 值的减小

5.17　不平衡的蓄热式换热器效能依赖于 Π 和 Λ。

A. 是　　B. 否　　C. 不确定

5.18　对于固定的 C_{min}，蓄热式换热器中当 $C_r^* = 5$ 时比当 $C_r^* = 5$ 时，有较大的温度升高。

A. 是　　B. 否　　C. 不确定

5.19　在蓄热式换热器壁中横向导热对下列情况是重要的：

A. 燃气轮机旋转蓄热式换热器　　B. 辐流式空气预热器

C. Ljungstorm 式预热器　　D. 玻璃熔炉空气预热器

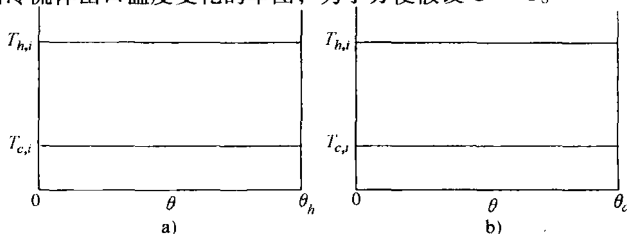
E. 厚的陶瓷壁　　F. 薄的陶瓷壁

5.20　对于相同的几何表面、蓄热板表面厚度和转速，不同蓄热板材料对于相同的 ε 所需要的最小的圆盘深度是多少？假设固定的表面积和速度。

A. 铝：$\rho_w = 2702 \mathrm{kg/m^3}$，$c_w = 903 \mathrm{J/(kg \cdot K)}$，$k_w = 237 \mathrm{W/(m \cdot k)}$

B. 不锈钢：$\rho_w = 8238 \mathrm{kg/m^3}$，$c_w = 468 \mathrm{J/(kg \cdot K)}$，$k_w = 13.4 \mathrm{W/(m \cdot k)}$

5.21　考虑两个逆流旋转蓄热式换热器，一个是 $C_r^* = 5$ 而另一个是 $C_r^* = 2$，它们有相同的入口温度和流速。在图 RQ5.21a 中画出每一个换热器热流体出口温度变化的草图，在图习题 5.21 中画出冷流体出口温度变化的草图，为了方便假设 $C^* = 1$。



图习题 5.21　流体出口温度变化的草图

a）热流体　b）冷流体

问答题

5.1　下面是一个逆流旋转蓄热式换热器的设计数据，这两个盘用在载货汽车发动机上。

蓄热式换热器运行状态：

空气流速 = 1.400kg/s

气体流速 = 1.414kg/s

转速 = 15r/min

空气入口温度 = 204℃

气体入口温度 = 866℃

蓄热式换热器泄漏 = 空气流量的5.15%

转盘的尺寸：

直径 = 597mm

毂直径 = 50.8mm

流道长 = 74.7mm

密封面和毂覆盖率 = 10.8%

气体空气比（流体分离比例）= 1.2∶1

前端有效总面积 = $0.2495m^2$

蓄热板容积（不包括覆盖的）= $0.01863m^3$

蓄热板有效质量 = 13.43kg

浮头与蓄热板容积比，$V^* = 0.5$

物理特性：

$C_{p,air} = 1093J/(kg \cdot K)$

$C_{p,gas} = 1118J/(kg \cdot K)$

400℃时 $c_w = 1093J/(kg \cdot K)$

蓄热板壁的密度 = $2214kg/m^3$

蓄热板 $k = 0.19W/(m \cdot k)$

排列几何：

表面几何密度，$\beta = 6463m^2/m^3$

水利直径，$D_h = 0.44mm$

多孔率，$\sigma = 0.71$

单元数，$N = 2.17mm^2$

壁厚 = 0.076mm

三角形流道

传热系数：

$h_{air} = 409W/(m^2 \cdot K)$

$h_{gas} = 425W/(m^2 \cdot K)$

在忽略纵向导热、壁热阻和压力泄漏的情况下，计算蓄热式换热器效能和出口温度。在忽略压力和带出泄漏效应的情况下，分别计算出纵向导热和壁面热阻对效能的影响。并问：第二种情况下的出口温度是什么？讨论你的结果。

5.2　电厂的旋转空气预热器有如下几何参数和运行状态：14.63m的转盘直径，$A_h = A_c = 31120m^2$/个，$\dot{m}_{gas} \approx \dot{m}_{air} = 340kg/s$，效能 $\varepsilon = 65\%$，$M_w = 1121kg/m^3$，$c_{steel} = 460.6J/(kg \cdot K)$，$c_{air} \approx c_{gas} = 1026J/(kg \cdot K)$，空气流道长 = 1.52m。预热器转速 = 48r/h。转盘热容量比 C_r^* 和 Ntu_0 分别是多少？空气侧平均传热系数是多少？假设：$h_c \approx h_h$，解释为什么忽略壁中的纵向导热。在这种情况下，式(5.122)的 C_λ 假设为0。

5.3　考虑一个旋转蓄热式换热器的紧凑度 β，转盘直径 D，流道长 L，热冷流体流率 $\dot{m}_h$ 和 $\dot{m}_c$ 和转速 N，在什么流动分配（在一个循环下，热流体部分与冷流体部分之比）下，换热器有效度最大？简略叙述你的答案。假设传热系数相等，而且不依靠流动来分配，忽略密封面积。提示：用式(5.10)和 Ntu_0 的定义。

5.4　考虑一个用于蓄热的固定蓄热板的蓄热式换热器，数据如下：$\dot{m}_h = \dot{m}_c = 0.156kg/s$，$c_{p,c} = c_{p,h} = 1011.0J/(kg \cdot K)$，$h_h = h_c = 50.23W/(m^2 \cdot K)$，$A = 5.8m^2$，$M_w = 904.8J/(kg \cdot K)$和

$c_w=920\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$。循环周期被设定为很短，求对于热、冷流体入口温度分别为 $T_{h,i}=80℃$，$T_{c,i}=10℃$，逆流布置的热、冷流体的出口温度。

5.5 一个工业锅炉在5.17MPa压力下的制造蒸汽率为2.52kg/s。烟气离开锅炉时的温度为321℃(高于饱和蒸汽温度55.6℃)。为了提高锅炉的效率，用旋转的逆流蓄热式换热器来回收321℃的气体，去预热−17.8℃的燃气。锅炉是燃油的，而且燃烧产物包含露点为135℃硫化物。为了避免腐蚀，气体离开蓄热式换热器的温度被限定在143℃。设计数据如下：空气和气体流量分别是2.39kg/s和2.55kg/s，比热容是1005J/(kg·K)和1089J/(kg·K)。作为一个好的设计实践，认为 $C_r^*=5$，蓄热式换热器由低合金钢制造，它的参数为：$\rho=8009\text{kg/m}^3$，$c_w=461\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$。空气和气体侧的传热系数分别为190W/($\text{m}^2$·K)和207W/($\text{m}^2$·K)，气体与空气分配比为50%:50%。求出需要的总的传热面积。忽略纵向导热，带出泄漏和压力泄漏的影响。一旦求出了总的传热面积，如何求出转盘直径和流道长？最后的问题只需要定性回答。

第6章　换热器压降分析

在很多应用中，需要泵输送流体流过换热器。作为系统设计和运行成本分析的一部分，必须确定流体所需的泵功。流体流动所需的泵功和流体的压降成正比，而压降与流体的摩擦以及沿流体流动路径的其他压降组成有关。流体的压降和换热器的传热、运行、尺寸、机械特征，以及其他因素直接有关，包括经济方面的考虑。本章的目的旨在列出换热器以及相关流体装置压降分析的方法。本章内，首先6.1节中谈到压降评定的重要性，输送流体的装置，以及换热器相关的主要压降的组成，介绍了两种主要的压降分布为：①内部或基体；②流体分布装置。从6.2节到6.5节，列出了板翅式换热器内部压降组成的各种来源，然后列出了其他主要类型换热器的压降方程。对于大多数其他类型的换热器，流体分布装置类型是变化的（管嘴、弯管、阀门及零件等），6.6节概述了计算方法。然后6.7节，以量纲为一和有量纲的形式，列出了压降数据的描述，以便设计分析换热器时使用。最后，6.8节列出了决定压降的几何尺寸和流体特征。

6.1　引言

首先，我们列出了为什么对于气—液之间的换热过程压降是很重要的原因，换热器输送流体所用的装置，以及换热器中压降的主要部件。在开始分析压降之前，6.1.4节还讲述了压降分析的假设。

6.1.1　压降的重要性

在许多应用中，必须要确定换热器中压降 Δp，至少有两个原因：①流体需要通过泵输送流过换热器，也就是说，需要流体泵功。该泵功与换热器的压降成正比。②对于冷凝/蒸发流体，如果流体压降较大，传热量明显受到饱和温度变化的影响。这是因为饱和温度随饱和压力而变化，进而影响传热所需的温度。

我们首先确定换热器中气—液之间流体泵功 p 的重要性。换热器中，p 正比于 Δp，其公式如下：

$$p=\frac{\dot{V}\Delta p}{\eta_p}=\frac{\dot{m}\Delta p}{\rho\eta_p} \tag{6.1}$$

这里，$\dot{V}$ 为体积流速，η_p 为泵或风机的效率。现在引入下述关系：

$$\dot{m}=GA_o \qquad \Delta p\approx f\frac{4L}{D_h}\frac{G^2}{2g_c\rho} \qquad Re=\frac{GD_h}{\mu} \tag{6.2}$$

这里，G 指内部质量流速($G=\rho u_m$)，A_o 为最小自由流通面积，f 为范宁摩擦因子㊀，Re 是雷诺数，已由式(6.2)给出。式(6.2)中的 Δp 表达式为内部摩擦压降，随后由式(6.29)导出。将式(6.2)带入式(6.1)中并简化可得

$$p=\frac{\dot{m}\Delta p}{\rho\eta_p}\approx\begin{cases}\dfrac{1}{2g_c\eta_p}\dfrac{\mu}{\rho^2}\dfrac{4L}{D_h}\dfrac{\dot{m}^2}{D_hA_o}(fRe)\text{，适于完全发展的层流} & (6.3a)\\[2ex]\dfrac{0.046}{2g_c\eta_p}\dfrac{\mu^{0.2}}{\rho^2}\dfrac{4L}{D_h}\dfrac{\dot{m}^{2.8}}{A_o^{1.8}D_h^{0.2}}\text{，适于完全发展的湍流} & (6.3b)\end{cases}$$

这里，$f=0.046Re^{-0.2}$[见表7.6中式(7.72)]用于导出完全发展的湍流时的式(6.3b)的右边表达式㊁。还要注意，对于完全发展的层流，式(6.3a)中 fRe 为常数，7.4.1.1节中将讨论。为确定气—液流体输送时所需的泵功数量级，假定流速和流道尺寸给定(即指定 $\dot{m}$、L、D_h 及 A_o 值)。由式(6.3)显然可知，$p\propto 1/\rho^2$(即在层流和湍流中，压降受密度 ρ 影响很大)；$p\propto\mu$(即层流时，压降受 μ 影响很大)；$p\propto\mu^{0.2}$(即湍流时，压降受 μ 影响不大)。对于高密度、中等粘度的液体，泵功通常较小，所以对设计影响较小。对于具有大 L/D_h 值的高粘度液体的层流换热器，流体的泵功是重要的约束因素。另外，对于气体的层流和湍流，因为 $1/\rho^2$ 影响较大，泵功是一重要的考虑因素。例如，液态水和周围气体的密度之比约为800:1时，意味着 Δp 相同的情况下，气流的泵功将高于水的泵功很多。因此，水和空气作为换热器工质时，为维持换热器运行时低流体泵功的需要，Δp 的典型设计值分别为70kPa(管壳式换热器的典型值)和0.25kPa(对于紧凑换热器气流与周围大气压相近的情况)。参见13.1节的相关讨论。

6.1.2 流体输送装置

最常见的流体输送装置有风机、泵和压缩机。风机是低压空气或气体输送装置。根据流体的流动方向，有两种主要类型的风机：轴向风机和径向风机(离心式风机)。风机可以分为鼓风机和真空泵。鼓风机是一个离心式风机，用于强迫空气在正压下流过系统，它产生一个适度的高静态压力(500Pa)。真空泵安装在系统末端，大部分压降在风机的抽气机一侧。泵是用于移动或压缩液体的装置。压缩机是能够压缩气体的离心装置。

㊀ 范宁摩擦因子的定义由式(6.9)给出。

㊁ 应该强调，列出式(6.3a)与式(6.3b)是为了说明 Δp 的重要性，而且该式并不是暗示我们避开过渡流。实际上，很多车辆换热器运行在过渡流阶段。7.1.2.2节中我们讨论了层流、过渡流和湍流的雷诺数范围。

风机和泵用来输送流体流过换热器。这意味着，在特定容量(体积流量)下，忽略已被约束的流体，所有其他条件相同的情况下，风机将产生相同的动力头[通过风机单位液体(气体)质量的压升；式(6.4)]。这意味着在特定的体积流量下，所有其他条件相等时，通过风机的压升正比于流体密度。需要注意，动力头或速度头是指单位质量输送流体的动能，以毫米或英寸为单位表达。这样，经过风机(穿过换热器的过程中主要作为压降消耗)的压升可以根据压头 H 表达如下。

$$\frac{\Delta p}{\frac{\rho g}{g_c}} = H = \frac{u_m^{\ 2}}{2g} \tag{6.4}$$

通常，由于风机和泵的压头有一定的限制，所以换热器的压降是一个重要的因素。

6.1.3　换热器压降的主要组成

与换热器相关的压降主要有两个重要部分：与内部或基体有关的压降；与流体分布装置有关的压降，如进出口管箱、多支管、罐、管嘴、导管等。换热器的目的是将热量从一种流体传到另一种流体，基于此目的，需要压差(以及流体泵功)来强迫流体流过换热器的换热表面。因此，在理想条件下，大部分有用的压降应该用于内部，小部分用于多支管、水箱，以及其他流体分布装置。然而，这一理想的情况可能与板式换热器以及其他形式的换热器不同，这些换热设备用于多支管、管箱、管嘴等相关的压降可能并不是压降的一小部分。

如果多支管和管箱的压降小，内部压降则为主要部分。这使得在内部产生相对均匀的流体分布。这里列出的以及前面章节所讲的传热和内部压降分析，均假定流经内部的流体分布是均匀的。如果流体流过内部并非是均匀的，换热器可能产生严重的性能恶化。这在第 12 章中讨论。

内部压降分别决定于各侧流体。根据换热器结构不同，存在一种或多种下面的组成形式：①流体流过换热表面时与流动有关的摩擦损失(通常包括表面摩擦和结构阻力)；②动量影响(由于内部流体密度的不同而引起的压升或升降)；③与入口、出口突然增大或缩小有关的压降；④由于换热器入口和出口间高度差变化导致的重力影响。对于气体，重力影响通常可以忽略。对于垂直流过换热器的液体，由于改变高度所导致的压降或压升如下。

$$\Delta p = \pm\frac{\rho_m g L}{G_c} \tag{6.5}$$

这里，“+”号代表垂直上升(即压降)，“-”号代表垂直下降(即压升或恢复)，g 为重力加速度，L 为换热器长度，ρ_m 为所要确定的压降的两点范围内平均压力及温度下计算的流体平均质量密度。对于扩展表面换热器、蓄热器，以及

管式和板式换热器内部压降的前3个组成详见6.2节到6.5节。由于多支管是一台板式换热器不可分开的整体部件，对于板式换热器，与多支管有关的压降也包括在6.5节的Δp计算中。

6.1.4 压降分析的假设

下面是本章压降分析的主要假设。

1）流动是稳定及等温的，流体物性参数不随时间变化。

2）流体密度仅取决于局部温度或者视为恒定（入口和出口密度分别恒定）。

3）在流体某一点上，压力与方向无关。如果存在切应力，压力定义为该点的标准应力的平均值。

4）自身作用力只有重力引起（即磁力、电力，以及其他场的力不计入自身作用力）。

5）如果流体不是无旋转的，伯努利方程仅沿流线有效。

6）沿流线无热源或热沉；流动机械能耗理想化视为零。

7）沿流道流体长度上摩擦因子视为恒定值。

6.2 扩展面换热器压降

6.2.1 板翅式换热器

图6.1表示了板翅式换热器的一种流道，以及流体沿此流道流过和沿流道静态压力分布的情况。入口流体流至流道口时的压力视为均匀。进入流道时，由于自由流动区域改变，流体产生收缩。流体在入口处分离，产生不可逆的膨胀。在内部，流体承受表面摩擦；在翅片表面的前缘和后缘承受阻力；如有孔翅片中心，也承受内部收缩与膨胀。在换热器中，如果内部受热或冷却，流体密度和平均流速沿流道长度变化。这样，根据受热还是冷却，流道内流体会产生加速或减速流动。在内部出口处，由于自由流动区域的变化，流体分离发生膨胀。换热器一侧的总压降如图6.1所示，即有

$$\Delta p = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} + \Delta p_{3-4} \tag{6.6}$$

这里，下标1、2、3和4分别代表远端来流体、流道入口处、流道出口处和远端下游流体的位置如图6.1所示。Δp_{1-2}是由于突然收缩造成的内部入口压降，Δp_{2-3}是内部的压降（也简记为内压降），Δp_{3-4}是出口处的压升。通常，Δp_{2-3}是整个压降中最大的组成部分，因此我们先于其他两项来评定它。

6.2.1.1 内部压降

内部压降包括两个部分：①流体摩擦引起的压力损失；②内部动量改变引起

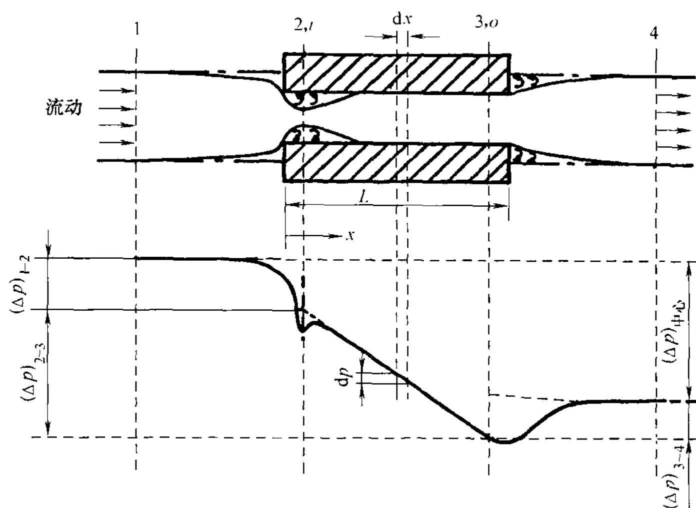


图 6.1　换热器流道相关的压降
(Shah,1983;Kays 及 London 于 1998 年修正)

的压降。摩擦损失既考虑了表面摩擦又考虑了结构阻力的影响。如果存在流通面积改变引起的收缩与膨胀时，也计入内部摩擦损失。如图 6.1 所示，考虑内部流动长度的微分单元 dx。进出该单元的各种力及动量如图 6.2 所示[一]。

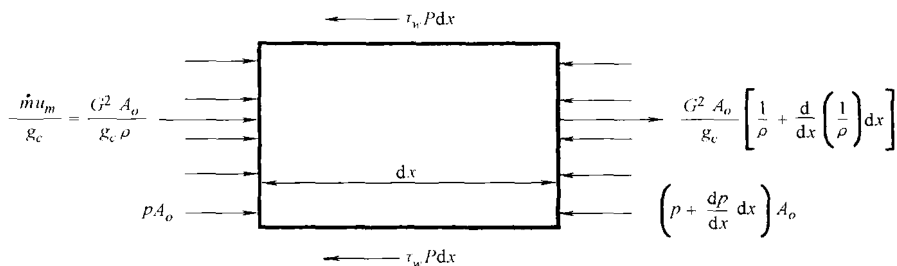


图 6.2　换热器内部微分单元的力及动量值

应用牛顿第二运动定律，有

$$\frac{G^2A_o}{g_c}\left[\frac{1}{\rho}+\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(\frac{1}{\rho}\right)\mathrm{d}x\right]-\frac{G^2A_o}{g_c\rho}=pA_o-\left(p+\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\mathrm{d}x\right)A_o-\tau_w P\mathrm{d}x \tag{6.7}$$

这里，τ_w 为表面摩擦引起的有效壁面切应力[二]，P 是换热器表面流道的湿周。整

[一] 如图 6.2 所示，这里 $\tau_w P\mathrm{d}x$ 在顶部和底部起作用，实质上，在整个表面 $P\mathrm{d}x$ 都起作用。

[二] τ_w 取决于流道尺寸大小、流速、流体密度和粘度，并且如果有表面粗糙度时也应计入。

理并简化式(6.7)，可得

$$-\frac{dp}{dx}=\frac{G^2}{g_c}\frac{d}{dx}\left(\frac{1}{\rho}\right)+\tau_w\frac{P}{A_o} \tag{6.8}$$

注意，换热器压降 Δp 分析时，采用质量流速 $G=\dot{m}/A_o$作为流动变量。这是因为稳态的流体流率 $\dot{m}$ 及 A_o㊀恒定时，G 是一个定值，尽管 $G=\rho/\mu_m$式中 ρ 及 u_m 沿换热器流动长度而变化。

现在定义范宁摩擦因子 f 为㊁壁面切应力 τ_w 与单位体积流动动能的比值。

$$f=\frac{\tau_w}{\frac{\rho\mu_m^{\ 2}}{2g_c}}=\frac{\tau_w}{\frac{G^2}{2g_c\rho}} \tag{6.9}$$

正如7.2.1.2 中所讨论的，τ_w 为有效壁面切应力，ρ 是流体局部体积温度及平均压力下的密度。水力半径定义如下：

$$r_h=\frac{A_o}{P} \tag{6.10}$$

注意，水力直径 $D_h=4r_h$，由前面式(3.65)定义，并在 1.4 节的注脚也有定义。

将式(6.9)和式(6.10)代入式(6.8)，采用 $d(1/\rho)=-(1/\rho^2)d\rho$，得到简化的形式为

$$-\frac{dp}{dx}=\frac{G^2}{2g_c}\left(-\frac{2}{\rho^2}\frac{d\rho}{dx}+f\frac{1}{\rho r_h}\right) \tag{6.11}$$

将该等式从 $x=0(\rho=\rho_i, p=p_2$；如图 4.1 所示$)$到 $x=L(\rho=\rho_o, p=p_3)$积分，将得到内部压降的表达式 $\Delta p_{2-3}=p_2-p_3$，即有

$$\Delta p_{2-3}=\frac{G^2}{2g_c\rho_i}\left[2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o}-1\right)+f\frac{L}{r_h}\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m\right] \tag{6.12}$$

这里，关于流动长度的平均比体积$(1/\rho)_m$，定义如下

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m=\frac{1}{L}\int_0^L\frac{dr}{\rho} \tag{6.13}$$

这里，流体平均比体积$(1/\rho)_m$ 可以表达如下[也见式(9.18)]。对于任意流动布置下的液体，或对于理想气体 $C^*=1$ 时，除顺流布置外的任意布置，其值为

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m=v_m=\frac{v_i+v_o}{2}=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{\rho_i}+\frac{1}{\rho_o}\right) \tag{6.14}$$

㊀ 多数换热器中，最小流通面积 A_o 是定值，包括再生单元在管束上的流动，管束由砖、岩石、卵石等固体组成。

㊁ 摩擦因子要么是采用试验方法测出的表面值，要么是采用理论方法得出的层流或简化尺寸后的值。第 7 章中将进一步讨论。

这里，v 为比体积，单位为m^3/kg或ft^3/lbm；v_i 和 v_o 分别为所求的在进出口温度和压力下的比体积值。注意，一般来讲有

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m \neq \frac{1}{\rho_m} \quad 这里\ \rho_m = \frac{\rho_i + \rho_o}{2} \tag{6.15}$$

然而，对于密度随温度及压力变化很小的液体，$(1/\rho)_m \approx 1/\rho_m$ 近似程度很好。对于 $C^* = 0$ 的理想气体以及任意的换热器流动布置有

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{\tilde{R}}{p_{ave}} T_{lm} \tag{6.16}$$

这里，$\tilde{R}$ 为气体常数，单位 J/(kg · K) 或 ft/(lbm · °R)，$p_{ave} = (p_i + p_o)/2$ 及 $T_{lm} = T_{const} \pm \Delta T_{lm}$。这里，$T_{const}$是换热器另一侧流体的平均温度，$\Delta T_{lm}$为对数平均温差。

注意内部压降[式(6.12)]主要有两部分：第一部分为由于流体加热(冷却)引起的动量变化或流动加速(减速)效应；正值是流体加速时的压降，负值是流体减速时的压降。第二部分是摩擦损失，也是 Δp 的主要量。

6.2.1.2　内部入口的压降

内部入口的压降包括两部分：①流动面积变化引起的压降；②突然收缩后与自由膨胀相关的压力损失。为评定内部入口损失，假定入口的温度变化小，流速比声速小。这样，流体视为不可压缩流体。对于无摩擦的不可压缩流体，Bernoulli 给出了仅面积变化引起的入口压力损失为

$$p_1 - p_2' = \rho_i\left(\frac{u_2^2}{2g_c} - \frac{u_1^2}{2g_c}\right) = \frac{\rho_i u_2^2}{2g_c}\left[1 - \left(\frac{u_1}{u_2}\right)^2\right] \tag{6.17}$$

这里，在图6.1中，ρ_i 为内部入口处的流体密度，且在图6.1中 $\rho_i = \rho_1 = \rho_2$；如果压降仅是由于面积的变化引起，p_2'为图6.1中假定的静态压力。由连续方程得

$$\rho_i A_{o,1} u_1 = \rho_i A_{o,2} u_2 \tag{6.18}$$

引入 σ 作为内部最小自由流通面积和前端面积的比值，且 G 为内部质量流速，有

$$\sigma = \frac{A_{o,2}}{A_{o,1}} = \frac{A_{o,3}}{A_{o,4}} \tag{6.19}$$

$$G = \rho_i u_2 = \frac{\dot{m}}{A_{o,2}} \tag{6.20}$$

将式(6.18)~式(6.20)代入式(6.17)，仅由于面积变化引起的内部入口处的压降为

$$p_1 - p'_2 = \frac{G^2}{2g_c \rho_i}(1 - \sigma^2) \tag{6.21}$$

入口处第二个压降是由于突然收缩后不可避免的自由膨胀所产生的损失引起

的。流体分离处及二次流区（如图 6.1 所示的射流）产生不可避免的压力损失，动量率的变化（由于任意非均匀流引起的）也将产生压力损失。所产生的压力改变是由于射流下游动量率的变化引起的。这些损失的压降以收缩损失系数 K_c 乘以内部入口处的动力速度头的形式计入，可得

$$\Delta p_{loss} = K_c \frac{\rho_i u_2^2}{2g_c} = K_c \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \tag{6.22}$$

K_c 为收缩比值 σ、雷诺数 Re、流动横截面积的函数。4 个不同入口几何形状流道的 K_c 值如图 6.3 所示。

需要提及的是，在这个阶段如果缩口下游的速度曲线是部分或完全发展的，由于边界层转移的影响，平坦的速度轮廓（入口处）上也产生了动量增量。动量的增加导致静压的降低，也就是压降。该压降也计入了式(6.22)中的压力损失 Δp，定义为 K_c。这样，K_c 由两部分组成：一部分是收缩后不可避免的膨胀；另一部分是部分或完全发展的收缩后速度轮廓产生的动量率的变化。

内部入口处的全部压降 $\Delta p_{1-2} = p_1 - p_2$，为式(6.21)和式(6.22)的和，即

$$\Delta p_{1-2} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i}(1 - \sigma^2 + K_c) \tag{6.23}$$

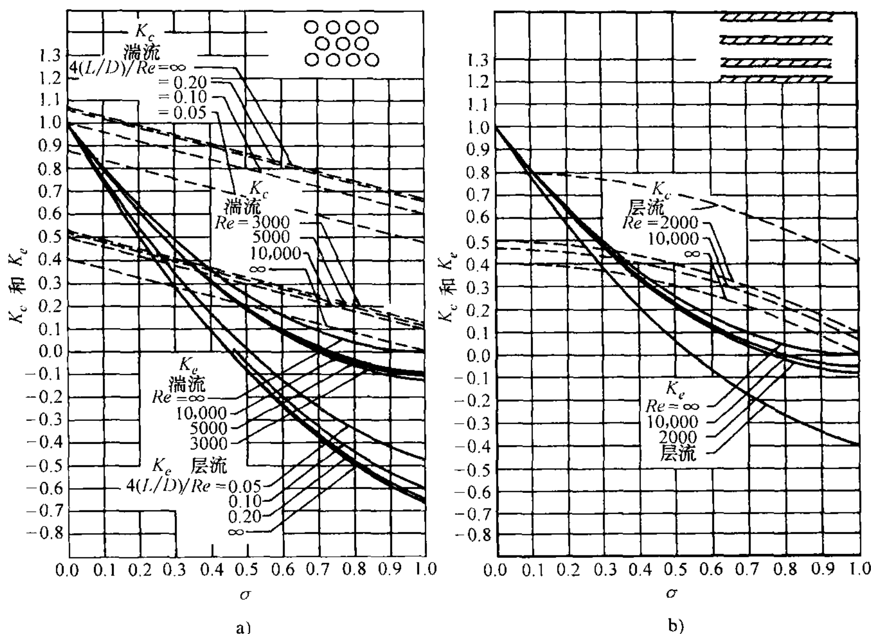


图 6.3 进出口压力损失系数（摘自 Kays 及 London，1998）
a）多根圆管内部 b）多根扁平管内部

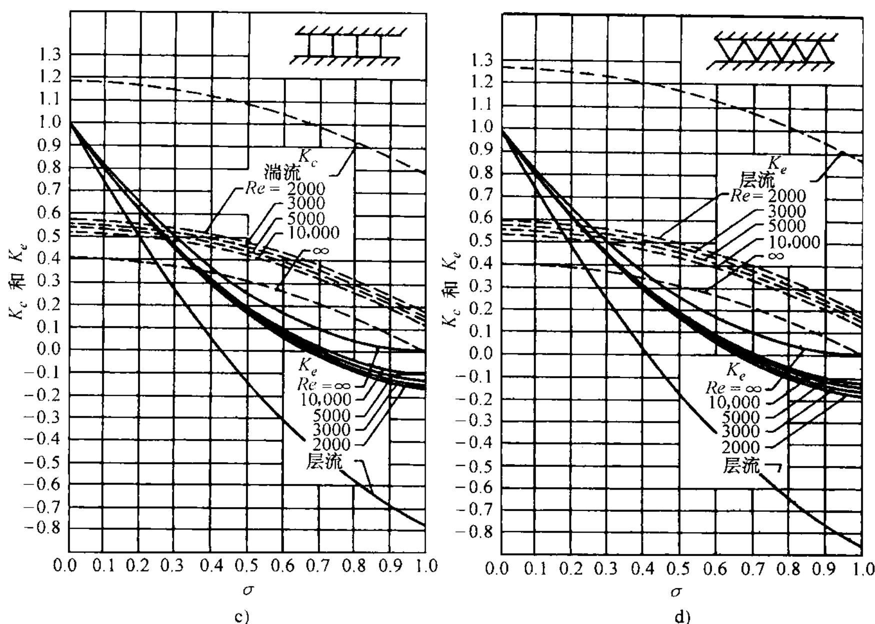


图 6.3 进出口压力损失系数(摘自 Kays 及 London,1998)(续)

c) 多根方管内部 d) 带突然收缩(入口)及突然膨胀(出口)的多根三角形管内部

注：K_e 为出口损失系数

6.2.1.3 内部出口压升

图 6.1 中内部出口处，流体为理想不可以压缩流体($\rho_3=\rho_4=\rho_o$)，内部出口处压升(p_4-p_3)分成两部分。第一部分为面积增大产生的减速引起的压力升高，可以用下面的类似于式(6.21)的表达式给出。

$$\Delta p_{rise}=\frac{G^2}{2g_c\rho_i}(1-\sigma^2) \tag{6.24}$$

第二部分表现为突然膨胀后不可避免的自由膨胀以及动量率变化相关的压降，类似于式(6.22)。

$$\Delta p_{loss}=K_e\frac{\rho^3 u_3{}^2}{2g_c}=K_e\frac{G^2}{2g_c\rho_o} \tag{6.25}$$

注意，K_e 以内部出口处动压头为基础。出口损失系数 K_e 是膨胀比值$1/\sigma$、雷诺数 Re、流体横截面积的函数。四种不同流道几何形状的 K_e 如图 6.3 所示。

需要强调，定义 K_e 值计入两个部分：①由于内部出口不可避免的自由膨胀产生的压力损失；②由于动量率的变化引起的压升。因此，K_e 的大小要么为正，要么为负，这取决于前面两个影响表现为压力损失还是压力升高。

由式(6.24)及式(6.25)可得，内部出口的净压升 $\Delta p_{3-4}=p_4-p_3$ 为

$$\Delta p_{3-4}=\frac{G^2}{2g_c\rho_o}(1-\sigma^2-K_e) \tag{6.26}$$

6.2.1.4 内部总压降

板翅式换热器中，流体一侧的总压降由式(6.6)给出，为

$$\Delta p=\Delta p_{1-2}+\Delta p_{2-3}-\Delta p_{3-4} \tag{6.27}$$

由式(6.23)、式(6.12)以及式(6.26)引入 Δp 的各部分量，可得

$$\frac{\Delta p}{p_i}=\frac{G^2}{2g_c\rho_i p_i}\Bigg[\underbrace{1-\sigma^2+K_c}_{\text{入口影响}}+\underbrace{2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o}-1\right)}_{\text{动量影响}}+\underbrace{f\frac{L}{r_h}\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m}_{\text{内部摩擦}}-\underbrace{(1-\sigma^2-K_e)\frac{\rho_i}{\rho_o}}_{\text{出口影响}}\Bigg] \tag{6.28}$$

一般来讲，内部摩擦压降占主要部分，在大多数的紧凑式换热器中，流体为气体时，占 Δp 的90%甚至更多。入口影响表现为压降，很多情况下，出口影响表现为压升，这样，入口和出口处的效果通常可以抵消。

式(6.28)括号内部的摩擦部分值不可忽略时，进出口的损失极为重要。考察式(6.28)中的各项，显然 σ 及 L 小时，r_h(或 D_h)大，且 f 小，进出口处的影响不能忽略。对于给定的表面，f 值小通常得到高的 Re 值(如湍流)。因此，气体在 σ 及 L 值小，D_h 和 Re 值大时，进出口的损失重要；对液体来说，由于式(6.28)中总 Δp 比气体的小，通常可以忽略。注意板翅式换热器在下列情况下可以得到小 σ 值①通道小，且板/翅片相对较厚时；②大部分前沿区域(所研究的流体侧)被其他流体的流道堵塞时。

图6.3中的 K_c 和 K_e 值适用于出口流体完全发展的长管。对于部分发展的流体，由于前述讨论的动量率的变化相关的原因，分别是 K_c 值低于和 K_e 高于相应完全发展流体对应的值。对于断开表面，流动很难完全发展，但可以定期发展。对于更大尺寸的断开翅片形状，进出口损失与内部较大的压降值相比来说较小，流体混合充分；因此，$Re\to\infty$ 时，K_c 和 K_e 应该表现为很相近。对于很多强化型紧凑式换热器，流体通道要么粗糙且不中断(如波形、棱纹形等)，或者中断式流道部分完全发展，定期流动分离，旋涡等。对于流过这类通道的流体，图6.3中 K_c 和 K_e 的估计值可能并不很精确。然而，如果进出口的损失仅为内部压降 Δp 的一小部分，尽管 K_c 和 K_e 存在较大误差，但所造成计算 Δp 的误差仍然很小。

内部摩擦压降为式(6.28)中总压降的主要部分，可以近似成如下各种形式：

$$\Delta p\approx\frac{4fLG^2}{2g_cD_h}\left(\frac{1}{\rho}\right)_m=\frac{4fL\dot{m}^2}{2g_cA_o{}^2\rho_mD_h}=f\frac{4L}{D_h}\frac{\rho_mu_m{}^2}{2g_c}=f\frac{4L}{D_h}\frac{G^2}{2g_c\rho}=\frac{u}{2g_c\rho}\frac{4L}{D_h{}^2}\frac{\dot{m}}{A_o}(f\cdot Re) \tag{6.29}$$

这里，可以理想近似地认为 $(1/\rho)_m\approx1/\rho_m\approx1/\rho$。相应的流体泵功 P 为

$$P=\frac{\dot{m}\Delta p}{\rho}=\frac{GA_o}{\rho}\frac{4fLG^2}{2g_c\rho D_h}=\frac{1}{2g_c\rho^2}fAG^3 \tag{6.30}$$

这里，将 $D_h=4A_o\,L/A$ 代入式(6.30)的第一个等式简化后得出最后一项。为比较、评定及估算不同换热表面的价值，后面将考察式(6.29)和式(6.30)。

在特定应用下(指定一侧质量流量和压降)，对于同一侧流体不同的表面积，我们可以采用式(6.29)来评定流通面积比。

$$\frac{A_{o,1}}{A_{o,2}}=\frac{f_1\left(\frac{L}{D_h}\right)_1}{f_2\left(\frac{L}{D_h}\right)_2} \tag{6.31}$$

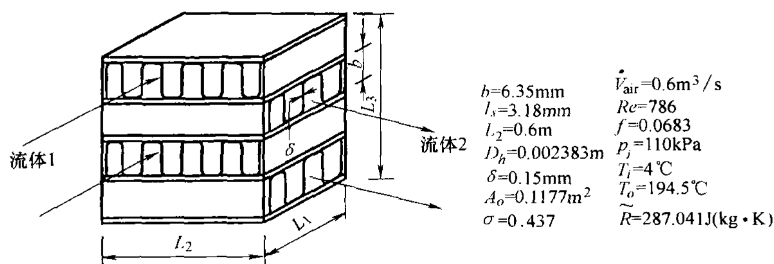
例 6.1　有一气体—空气单流程板翅式换热器，尺寸为 0.300m × 0.600m × 0.900m，空气一侧采用板条翅。空气侧的参数如下：

几何特征	工况
翅片密度 = 0.615mm^{-1}	体积流量 = 0.6m^3/s
板距 = 6.35mm	雷诺数 = 786
翅片长度 = 3.18mm	范宁摩擦因子 = 0.0683
空气流道长度 = 0.6m	
水利直径 = 0.002383m	入口压力 = 110kPa
翅片金属厚度 = 0.15mm	入口温度 = 4℃
最小自由流通面积 = 0.1177m^2	出口温度 = 194.5℃
自由流通面积/前沿面积 = 0.437	空气气态常数 = 287.04J/(kg · K)

确定空气侧的压降

求解：

问题数据和简述：为计算压降，给出了空气侧(图例6.1)所有必需的几何尺寸及工况。



图例 6.1　气体—空气单流程板翅式换热器

确定：该板翅式换热器空气侧压降。

假设：通过换热器的流体分布均匀，空气视为理想气体。

分析：为用式(6.28)计算板翅式换热器的压降，我们首先需要确定进口、出口以及内部空气平均密度，以及内部的质量流量 G。假定空气为理想气体，入口密度如下：

$$\rho_{a,i}=\frac{P_{a,i}}{\widetilde{R}T_{a,i}}=\frac{110\times10^{3}\mathrm{Pa}}{287.04\mathrm{J/(kg\cdot K)}\times(4.0+273.15)\mathrm{K}}=1.3827\mathrm{kg/m^{3}}$$

注意，将入口温度转化成热力学温度。类似地，内部出口处空气密度为

$$\rho_{a,o}=\frac{P_{a,o}}{\widetilde{R}T_{a,o}}=\frac{110\times10^{3}\mathrm{Pa}}{287.04\mathrm{J/(kg\cdot K)}\times(194.5+273.15)\mathrm{K}}=0.8195\mathrm{kg/m^{3}}$$

注意，由于内部压降通常很小，这里已经将出口压力视为110kPa，因此，在首次计算中忽略掉了。平均密度为式(6.14)给出的平均值

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{\rho_i}+\frac{1}{\rho_o}\right)=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{1.3827\mathrm{kg/m^3}}+\frac{1}{0.8195\mathrm{kg/m^3}}\right)$$

$$=0.9717\mathrm{m^3/kg}=\frac{1}{1.0291\mathrm{kg/m^3}}$$

由于入口空气流以体积流量的形式给出，让我们计算质量流速如下：

$$G=\frac{V_i\rho_i}{A_o}=\frac{0.6\mathrm{m^3/s}\times1.3827\mathrm{kg/m^3}}{0.1177\mathrm{m^2}}=7.0486\mathrm{kg/(m^2\cdot s)}$$

现在计算了入口出口的压力损失系数，从而可以使用式(6.28)计算压降。由于采用条形翅片，流体混合充分。因此，$Re\to\infty$ 时，采用图6.3评定 K_c 和 K_e 的值。查图6.3b及图6.3c，对于平行板及方形管，可以看出，K_c 和 K_e 取决于矩形通道的比值。还可以看出，$Re\to\infty$ 时(即与矩形通道比值无关)，K_c 和 K_e 相同。因此，尽管可以很容易算出该几何尺寸下条形翅片矩形通道的比值，却没必要计算。由图6.3b和图6.3c，对于 $\sigma_a=0.437$ 时，可得

$$K_c=0.33\qquad\qquad K_e=0.31$$

空气一侧，内部压降由式(6.28)给出如下：

$$\frac{\Delta p}{p_i}=\frac{G^2}{2g_c\rho_i p_i}\left[1-\sigma^2+K_c+2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o}-1\right)+f\frac{L}{r_h}\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m-(1-\sigma^2-K_e)\frac{\rho_i}{\rho_o}\right]$$

$$=\frac{[7.0486\mathrm{kg/(m^2\cdot s)}]^2}{2\times1\times110\times10^3\mathrm{Pa}\times1.3827\mathrm{kg/m^3}}\times\left[(1-0.4372+0.33)+2\left(\frac{1.3827\mathrm{kg/m^3}}{0.8194\mathrm{kg/m^3}}-1\right)+\right.$$

$$\left.\frac{0.0683\times0.6\mathrm{m}\times1.3827\mathrm{kg/m^3}}{(0.002383/4)\mathrm{m}\times1.0291\mathrm{kg/m^3}}-(1-0.4372-0.31)\left(\frac{1.3827\mathrm{kg/m^3}}{0.8194\mathrm{kg/m^3}}\right)\right]$$

$$=0.1633\times10^{-3}(\underbrace{1.1390}_{1.2\%}+\underbrace{1.3745}_{1.5\%}+\underbrace{92.4226}_{98.2\%}-\underbrace{1.8883}_{0.9\%})=0.01536$$

因此，$(\Delta p)_a=p_i\dfrac{\Delta p}{p_i}=110\mathrm{kPa}\times0.01536=1.69\mathrm{kPa}$

注意，空气侧的压降(1.69kPa)为入口压降(110kPa)的1.5%。因此，我们计算

ρ_o 时所假定的 $p_o \approx p_i$ 是很好的。否则，一旦压降计算出来，确定出口压力还要重新计算新的出口密度。

讨论和注释：可以看到，压降可以直接确定。在本例中，内部压降占了总压降的98.2%，为主要压降。进出口的压降总数为0.3%（=1.2%-0.9%）。由于本例中内部摩擦压降很大，将内部深度降低50%对进出口压损的改变没有太大意义。然而，现代机车紧凑型换热器的气流长度仅约为12~50mm。在这种情况下，进出口的损失在总内部压降中变成不可以忽略的部分；当 $Re \to \infty$ 时进出口的损失可能不是很好的近似。然而，在有更好的可利用信息之前，当前采用的Kays 和 London 给出的 K_c 和 K_e 近似值至少还算是较好的近似修正值。

6.2.2 管翘式换热器

6.2.2.1 管内

管内的压降的确定与板翅表面所用的方法相同，也用式(6.28)。有无翅片的管内流体用 f 因子以及 K_c 和 K_e 的近似值。

6.2.2.2 外部带翅片管

管外有三种类型翅片(1.5.3.2)如下：单管上带常规翅片，单管上带纵向翅片，管排带平直翅片。对于前两种翅片管，每根管排的管外流体承受收缩和膨胀。这样，内部管排产生的压力损失与入口管排以及出口管排具有相同的数量级。因此，进出口压降并不分别计算，但是，对于单根翅片管及纵向翅片管，它们通常以摩擦因子（通常由试验得出）的形式给出。内部相关的总压降由式(6.28)得

$$\frac{\Delta p}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c\rho_i p_i}\left[2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o}-1\right)+f\frac{L}{r_h}\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m\right] \tag{6.32}$$

需要强调，式(6.32)中的摩擦因子基于水力直径而确定。然而，如果根据单位管排的平均欧拉数计算[定义见式(7.22)]压降关系式，其压降为

$$\frac{\Delta p}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c\rho_i p_i}\left[2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o}-1\right)+EuN_r\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m\right] \tag{6.33}$$ ⊖

这里，N_r 指管排数。这样，从 Δp 等式中消去它们，进出口压降则有效地反映为摩擦因子 f。

对于一排管子（图1.31b）的平翅片，翅片侧总的内部压降的各部分和板翅式表面的各部分相同。唯一不同的在于进出口的流动面积位于翅片之间，且与管子布置无关。

⊖ 式(6.33)也可以根据平均哈根数计算[定义见式(7.23)]，其关系为 Eu 为2倍的 Hg/Re_d^2。

为获得基于前缘流动面积的进出口损失，首先应用连续方程如下：

$$m = (\rho u_m A_o)_{\text{leading edge}} = (\rho u_m A_o)_{\text{core}} \tag{6.34}$$

等式中引入 $G' = (\rho u_m)_{\text{leading edge}}$ 以及 $\sigma = A_{o,\text{leading edge}}/A_{f_r}$，可以得到

$$G'\sigma' = G\sigma \tag{6.35}$$

这样，图 6.3 中 K_c 和 K_e 估算为 σ'。该几何尺寸（管排上的平直翅片）的总压降为

$$\frac{\Delta p}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c\rho_i p_i}\left[2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o}-1\right)+f\frac{L}{r_h}\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m\right]+\frac{G'^2}{2g_c\rho_i p_i}\left[(1-\sigma'^2+K_c)-(1-\sigma'^2-K_e)\frac{\rho_i}{\rho_o}\right] \tag{6.36}$$

6.3 蓄热器的压降

对于旋转蓄热器，要么具有连续的圆柱形通道，要么具有人字形（或斜形）通道，与板翅式换热器[式(6.28)]相同，它们的压降具有相同的组成。对于由多孔材料（如任意的塞紧屏、交叉杆、砖、瓦、球、铜线等）做成的固定基体蓄热器，进出口压降计入试验摩擦因子。这样，式(6.32)适用于固定基体蓄热器压降的计算。

6.4 管壳式换热器压降

6.4.1 管束

管束的压降由式(6.28)确定。除了进出口压降包含在摩擦因子内，流经管束产生的压降与板翅式换热器组成相同。因此，管束外侧的总压降由式(6.32)给出。

6.4.2 管壳式换热器

6.4.2.1 管侧

管内的压降由式(6.28)给出，确定时选定恰当的 K_c、K_e 以及 f 值。然而，对于管壳式换热器，由于管流的进出口压降相对于进出口管口和内腔的压降较小，该压降通常可以忽略。如果 U 形管用于多流程单元，由于 180°的回转，还要计入额外压降。与该回转有关的压降将在 6.6.3 节中讨论。

6.4.2.2 壳侧

由于管壳式换热器除了交叉流还存在旁流压降和泄漏（4.4.1.1 节中简要讨论），对其壳侧压降的评定很复杂。这种情况下，首先用理想截面及理想缺口估算压降。然后引入修正因子来修正泄漏和旁流。本节我们给出理想截面和缺口压降的经验关系式。在 9.5.1.2 节中定义了泄漏和旁流的修正因子，并给出管侧压降总的表达式。

两折流板之间理想的截面内，液体流动产生的压降为

$$\Delta p_{b,id}=Eu\frac{G_c^{\ 2}}{2g_c\rho_s}N_{r,cc}\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{0.25}=\frac{4f_{id}G_c^{\ 2}}{2g_c\rho_s}N_{r,cc}\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{0.25}=\frac{\mu^2}{\rho g_c}\frac{N_{r,cc}}{d_o^{\ 2}}Hg \quad (6.37)^{⊖}$$

这里，$Eu=\frac{\Delta p_{b,id}}{(\rho u_m/2g_c)}\frac{1}{N_{r,cc}}$，$Eu=4f_{id}$ 且 $Hg=32Re$ (6.38)

因此，Eu 为单位管排的平均欧拉数，$N_{r,cc}$为流过截面的有效管排数；G_c 为交叉流质量流量，即总质量流量与经过壳侧中心线附近的管子最小自由流通面积 $A_{o,c}$ 的比值，μ 为管壁处(下角 w)的平均(下角 m)温度下估算的液体的粘性；Hg 为由式(7.23)定义的单位管排的哈根数。欧拉数与哈根数由特定布置下垂直于管束的流体关系式确定。哈根数的关系式在 7.5.1 节中概述。应该强调，式(6.37)中 $Eu=4f_{id}$的f_{id}为单位管子的理想范宁摩擦因子，由 Bell 给出了定义(采用提出的数据)。f_{id}的定义仅在这里及 9.5.1.2 节中讨论 Bell-Delaware 方法时应用。本书的另一处，范宁摩擦因子的定义由式(7.17)和式(7.18)给出。

理想缺口截面产生的压降 $\Delta p_{w,i}$取决于壳侧雷诺数$Re_d=Gd_o/\mu=\rho u_c d_o/\mu$，这里 u_c 为前面提到的交叉流截面壳侧中心附近的值。

$$\Delta p_{w,id}=\begin{cases}(2+0.6N_{r,cw})\dfrac{G_w^{\ 2}}{2g_c\rho_s}, & Re_d>100 \quad (6.39a)\\[2ex] \dfrac{26G_w\mu_s}{g_c\rho_s}\left(\dfrac{N_{r,cw}}{p_t-d_o}+\dfrac{L_b}{D_{h,w}^{\ 2}}\right)+\dfrac{G_w^{\ 2}}{g_c\rho_s}, & Re_d>100 \quad (6.39b)\end{cases}$$

这里，p_t 为管距，N_w 为缺口内交叉流过管排的有效管数，L_b 为折流板间距，$D_{h,w}$(缺口处的水力直径)和 u_z(及 G_w)由下式给出。

$$D_{h,w}=\frac{4A_{o,w}}{\pi d_o N_{t,w}+\dfrac{\pi D_s\theta_b}{360°}} \quad (6.40)$$

$$\frac{G_w^{\ 2}}{\rho_s^{\ 2}}=u_z^{\ 2}=u_c u_w=\frac{\dot m}{A_{o,cr}\rho_s}\times\frac{m}{A_{o,w}\rho_s} \quad (6.41)$$

这里，$\dot m$ 为总壳侧流量，$A_{o,cr}$及 $A_{o,w}$分别为交叉截面和缺口截面的面积，u_c、u_w 为理想状况下，交叉流和缺口流的平均流速，式(6.40)中 θ_b 为角度。$\rho_s=\rho_m$ 为壳侧流体平均密度。

壳侧进、出口截面产生的总压降由下式给出。

$$\Delta p_{i-o}=2\Delta p_{b,id}\left(1+\frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)\zeta_b\zeta_s \quad (6.42)$$

⊖　仅液体时考虑粘性修正因子$(u_w/u_m)^{0.25}$。壳侧为气体时，将式(6.37)中该项换成$(T_w/T_m)^m$。m 值见表 7.12 及表 7.13。

壳侧的总压降为每一折流板间截面产生的压降、每一缺口截面产生的压降、第一(最后)块折流板与管板之间产生压降的总和。由于式(6.37)、式(6.39)、式(6.42)对应的压降 $\Delta p_{b,id}$、$\Delta p_{w,id}$、Δp_{i-o}为理想条件下的值，当存在旁流和泄漏时，必须进行修正。壳侧总压降与进出口管嘴和管箱相关的 Δp 值有关，为

$$\Delta p_s = \Delta p_{cr} + \Delta p_w + \Delta p_{i-o} = [(N_b - 1)\Delta p_{b,id}\zeta_b + N_b \Delta p_{w,id}]\zeta_l + 2\Delta p_{b,id}\left(1 + \frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)\zeta_b\zeta_s \tag{6.43}$$

这里，N_b 为折流板数，ζ_b 为旁流压降修正因子(图 4.19 中 C 和 F 流)，ζ_l 为折流板与壳侧(E 型流)及管与折流板侧(A 型流)的泄漏修正因子，ζ_s 为进出口折流板截面不均匀折流板间距产生的压降修正因子。后面表 9.3 给出了 ζ_b、ζ_l、ζ_s 值。

例 6.2 设计一管壳式换热器，用来将壳侧润滑油从 65℃冷却到 60℃。下面是管壳式换热器的说明：

管子外径 = 19mm	管子壁厚 = 1.2mm
管距 25mm，正方形排列	折流板数 = 14
壳侧中心附近交叉流的面积 = 0.04429m²	一缺口区有效管排数 = 3.868
流过缺口的面积 = 0.01261m²	油的质量流量 = 36.3kg/s
有效管排的折流截面数 = 9	理想管束的摩擦因子 = 0.23
	壳侧雷诺数 = 242
	油的密度 = 849kg/m³

与压降等式相关的各种泄漏和旁流因子为：折流板与壳侧及管与折流板侧泄漏因子为 0.59；折流板与壳侧旁流因子为 0.69；进出口折流板截面不均匀折流板间距产生的压降修正因子为 0.81，计算壳侧压降。

求解：

问题数据和简述：为计算壳侧油的压降，所需的几何尺寸信息及油侧工况列出如下。管壳式换热器的示意如图 1.5a 所示。

尺寸：$d_o = 19\text{mm}$，$p_t = 25\text{mm}$，$A_{o,c} = 0.04429\text{m}^2$，$A_{o,w} = 0.01261\text{m}^2$，$N_{r,cc} = 9$，$N_{r,cw} = 3.868$，$\delta_w = 1.2\text{mm}$，$N_b 14$。

工况及油的密度：$\dot{m} = 36.3\text{kg/s}$，$f_{id} = 0.23$，$Re_s = 242$，$\rho = 849\text{kg/m}^3$。

修正因子：$\zeta_b = 0.69$，$\zeta_l = 0.59$，$\zeta_s = 0.81$。

确定：该管壳式换热器油侧的压降。

假设：这里采用 6.4.1 节中所给的压降假设。热水侧流体密度视为恒定。

分析：为采用式(6.43)计算壳侧压降，首先计算式(6.37)及式(6.39a)中各部分压降，质量速度为

$$G_c=\frac{\dot{m}}{A_{o,c}}=\frac{36.3\text{kg/s}}{0.04429\text{m}^2}=819.60\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

$$\Delta p_{b,id}=\frac{4f_{id}G_c^{\ 2}}{2g_c\rho_s}N_{r,cc}\left(\frac{u_w}{u_m}\right)^{0.14}=\frac{4\times0.23\times[819.60\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2\times1\times849\text{kg/m}^3}\times9(1)^{0.14}=3275.6\text{Pa}$$

注意，这里没有引入粘度修正主要是因为没有给定数据(由于指定的是小温差)。由于壳侧雷诺数为 242，缺口区压降恰当的计算式为式(6.39a)。首先采用式(6.41)计算流速 u_z，即

$$\begin{aligned}u_z^{\ 2}&=u_cu_w=\frac{\dot{m}}{A_{o,cr}\rho_s}\times\frac{m}{A_{o,w}\rho_s}\\&=\frac{36.3\text{kg/s}}{0.04429\text{m}^2\times849\text{kg/m}^3}\times\frac{36.3\text{kg/s}}{0.01261\text{m}^2\times849\text{kg/m}^3}=3.2732\text{m}^2/\text{s}^2\end{aligned}$$

理想缺口侧压降为

$$\Delta p_{w,id}=(2+0.6N_{r,cw})\frac{G_w^{\ 2}}{2g_c\rho_s}=(2+0.6\times3.868)\frac{849\text{kg/m}^3\times3.2732\text{m}^2/\text{s}^2}{2\times1}=6003.6\text{Pa}$$

现在，我们采用式(6.43)计算壳侧压降为

$$\begin{aligned}\Delta p_s&=\Delta p_{cr}+\Delta p_w+\Delta p_{i-o}=[(N_b-1)\Delta p_{b,id}\zeta_b+N_b\Delta p_{w,id}]\zeta_l+2\Delta p_{b,id}\left(1+\frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)\zeta_b\zeta_s\\&=[(14-1)\times3275.6\text{Pa}\times0.69+14\times6003.6\text{Pa}]\times0.59+2\times3275.6\text{Pa}\times\\&\quad\left(1+\frac{3.868}{9}\right)\times0.69\times0.81\\&=(\underbrace{17335}_{24\%}+\underbrace{49590}_{69\%}+\underbrace{5235}_{7\%})\text{Pa}=72160\text{Pa}=72.2\text{kPa}\end{aligned}$$

讨论和注释：由于给出了所有数据，进行壳侧压降的计算是很直接的。注意，交叉流产生的总压降部分为 24% +7% =31%，缺口区的压降部分占 69%。显然，缺口区的压降部分十分重要，采用更小的折流板缺口以及更小的折流板间距可以明显增大缺口区的压降。第 8 章、第 9 章将讲述如何得到该问题的入口数据。

6.5　板式换热器压降

板式换热器的压降包括三部分：①与进出口多支管以及端口相关的压降；②内部压降(板式流道)；③竖直流动换热器由于高度改变产生的压降。进出口多支管以及端口产生的压降应该保持尽可能的低(通常小于 10%，但一些设计上也可以高达 25%~30%)。经验上，它的计算约定为每流程 1.5 倍的入口动压头。由于内部(板式流道)进出口损失不能由试验确定，对于特定的板形状，将它们计入摩擦因子。尽管对于液体其动量影响[见式(6.28)]小到可以忽略不计，但是在下面的 Δp 表达式中也将其考虑在内。液体高度产生的压降(升)由式(6.5)

给出。板式换热器流体侧所有压降之和由下列等式给出。

$$\Delta p_{b,id} = \frac{1.5G_p{}^2 n_p}{2g_c\rho_i} + \frac{4fLG^2}{2g_c D_e}\left(\frac{1}{\rho}\right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right)\frac{G^2}{g_c} \pm \frac{\rho_m gL}{g_c} \tag{6.44}$$

这里，$Gp = \dot{m}/(\pi/4)D_p{}^2$ 为端口流体的质量流速，n_p 为给定流体侧的流程数，D_e 为流道的当量直径(通常 D_e 为流道间距的两倍)，ρ_i 及 ρ_o 分别为进出口流体所处的局部体积温度和平均压力下的质量密度。

例 6.3 有一个 1-1 流程的 V 形板式换热器，一侧为冷水，另一侧为热水。下面是相关的板片尺寸及运行工况信息。热水侧流道数 24，板片宽度 0.5m，板片高度 1.1m，端口直径 0.1m，流道间距 0.0035m，当量直径 0.007m，热水流量 18kg/s，平均动力粘度 0.00081Pa·s，多支管及内部的平均密度 995.4kg/m³。热水垂直向上流到换热器内。板片的摩擦因子为 $f = 0.8Re^{-0.25}$，这里 $Re = GD_e/\mu$ 为雷诺数。计算热水侧的压降。

求解：

问题数据和简述：信息如下。

$n_p = 1$　$N_p = 24$　$w = 0.5\text{m}$　$L = 1.1\text{m}$　$D_p = 0.1\text{m}$　$b = 0.0035\text{m}$

$D_e = 0.007\text{m}$　$\dot{m} = 18\text{kg/s}$　$\mu = 0.00081\text{kg/(m·s)}$　$\rho = 995.4\text{kg/m}^3$

$f = 0.8Re^{-0.25}$

典型的板式换热器如图 1.16 所示。

确定：该板式换热器热水侧的压降。

假设：这里引用 6.4.1 节中所给的压降假设。

分析：为采用式(6.44)计算压降，流过端口的质量流速为

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi}{4}D_p{}^2} = \frac{18\text{kg/s}}{\frac{\pi}{4}(0.1\text{m})^2} = 2291.83\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

通过内部的质量流速为

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} = \frac{18\text{kg/s}}{0.042\text{m}^2} = 428.57\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

这里有

$$A_o = N_p \times w \times b = 24 \times 0.5\text{m} \times 0.0035\text{m} = 0.042\text{m}^2$$

接下来，计算雷诺数和摩擦因子如下：

$$Re = \frac{GD_e}{\mu} = \frac{428.57\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)} \times 0.007\text{m}}{0.00081\text{kg/(m}\cdot\text{s)}} = 3704$$

$$f = 0.8\,Re^{-0.25} = 0.8 \times (3704)^{-0.25} = 0.1025$$

下面我们用等式(6.44)计算热水侧的压降。

$$\Delta p = \frac{1.5G_p{}^2 n_p}{2g_c\rho_i} + \frac{4fLG^2}{2g_c D_e}\left(\frac{1}{\rho}\right)_m + \frac{\rho_m gL}{g_c}$$

$$= \frac{1.5\,[2291.83\,\mathrm{kg/(m^2 \cdot s)}]^2 \times 1}{2 \times 1 \times 995.4\,\mathrm{kg/m^3}} + \frac{4 \times 0.1025 \times 1.1\,\mathrm{m} \times [428.57\,\mathrm{kg/(m^2 \cdot s)}]^2}{2 \times 1 \times 0.007\,\mathrm{m}}$$

$$\left(\frac{1}{995.4\,\mathrm{kg/m^3}}\right) + \frac{995.4\,\mathrm{kg/m^3} \times 9.87\,\mathrm{m/s^2} \times 1.1\,\mathrm{m}}{1}$$

$$= (\underbrace{3957.6}_{19.1\%} + \underbrace{5944.2}_{28.7\%} + \underbrace{10807.1}_{52.2\%})\,\mathrm{kg/(m^2 \cdot s)} = 20708.9\,\mathrm{kg/(m^2 \cdot s)} = 20.71\,\mathrm{kPa}$$

注意，主要由于水的进出口密度差可以忽略，正文进出口的密度没有给出，该换热器没有计入前述所讲的压降的动量影响项。

讨论和注释：该换热器的压降评定直接给出。对于该问题，高度改变产生的压降十分明显。然而，如果是两流程的换热器，换热器因垂直流动，高度改变引起的压降和压升几乎可以忽略。还要注意，端口压降几乎与内部压降数量级相同。通常，板式换热器的端口压降占整个压降的百分数并不小。设计板式换热器时，需要注意使端口压降最小化，从而内部可以有更多的允许压降，以便换热器流道内流动更为均匀。

6.6　流体分布元件产生的压降

流体进出换热器时流经管子、管道或管嘴。换热器流体通道通常与多支管、箱体或管箱的流体分布相关联。这些部件产生的压降通常包括壁面摩擦、弯管损失、突然膨胀、突然收缩的损失，以及分支损失，这与尺寸有关。如果不给出摩擦因子的信息，这些压力损失通常根据动压头来确定，如式(6.53)的第一个等式，这里压力损失系数 K 体现为动压头数。下面将分别概述这些压力损失。

6.6.1　管损失

由于壁面摩擦力，固定截面管产生的压力损失由式(6.29)给出。

$$\Delta p = f \frac{4L}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2g_c} \tag{6.45}$$

这里，f 为范宁摩擦因子，通常取决于雷诺数及流体横截面积尺寸。湍流时，f 也取决于管子表面的粗糙度。流体的质量密度为流体所处位置体积温度及平均压力下的值。

对于图6.4的圆管，范宁摩擦因子是雷诺数 Re 以及 $e/d_i = e/D_h$ 的函数。这里，e 为表面粗糙度值(平均高度)，d_i($= D_h$)为管子内径。对于完全发展的层流及湍流，该结果成立。注意，表面粗糙度对层流时的 f 因子没有影响。如果图6.4的纵坐标变为 $4f$ = 达希摩擦因子[见式(7.20)]，所得的结果图称为穆迪图。对于非圆管，式(6.45)中水力直径选取恰当时，图6.4中湍流 f 因子也成立。层流摩擦因子取决于横截面尺寸，将在第7章讲述。图6.4进一步的解释以及其理

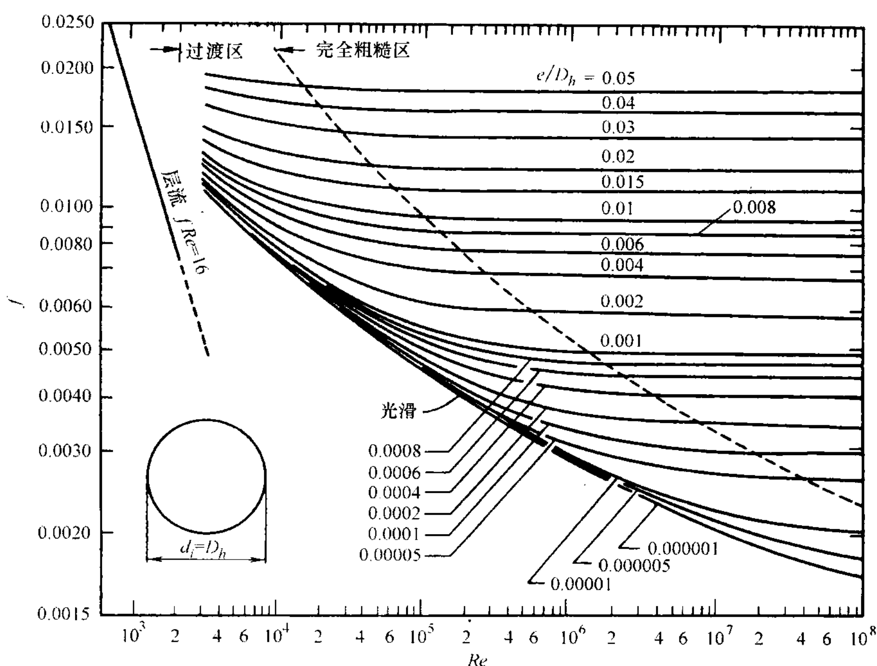


图 6.4 光滑及粗糙圆管的范宁摩擦因子(摘自 Bhatti 及 Shah,1987)

论在 7.4.1.3 节关于圆管表面粗糙度里讲述。

6.6.2 突然膨胀与收缩损失

换热器的入口处，管子通常与多支管相连。流体流到多支管时，承受突然的膨胀。类似地，当流体从多支管流到出口管时，承受突然收缩。图 6.3 所示的突然膨胀与收缩，在这里可以应用。对于换热器，这些损失与相对较大的管道有关，流体是湍流。由图 6.3 可以看出，对于给定的 σ，$Re=\infty$ 时，K_e 值最大。在整个突然膨胀段(图 6.1 中 3、4 截面)应用动量平衡方程及伯努利方程，可以得到

$$K_e = (1-\sigma)^2 \tag{6.46}$$

参考 Borda-Carnot 方程，该等式在 $Re=\infty$ 时有效。图 6.3 给出了 $Re=\infty$ 时的 4 个尺寸。该 K_e 值通常用于单管的突然膨胀处。

对于突然收缩管，如果要得到 K_c 值，需要知道由试验得出的收缩后的面积与管子面积的比值。Crane Co. 给出了单管的 K_c 值如下：

$$K_c = 0.5(1-\sigma) \tag{6.47}$$

$Re=\infty$ 时，该 K_c 值高于 Kays 和 London 在图 6.3a 给出的值的 25%。突然收

缩和膨胀产生的压降在采用恰当的密度和平均流速时，分别由式(6.22)及式(6.25)决定。

例6.4　确定横截面积变化对方形管压降的影响。方形管横截面起始边长为70.7mm。为降低压降，某工程师决定在1m长内，将横截面积放大到边长为141.4mm。选定27℃空气流率为0.05kg/s。空气的密度及动力粘度分别为1.1614kg/m³和184.6×10⁻⁷Pa·s。对于完全发展的矩形(正方形)管流体，选定

$$f=0.0791Re^{-0.25}(1.0875-0.1125\alpha^*)$$

这里，α^*为矩形流道的比值。

求解：

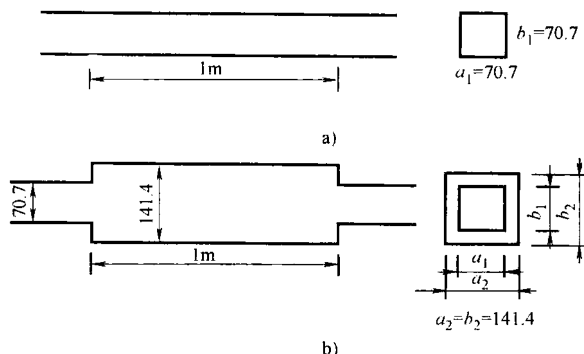
问题数据和简述：管道横截面图如图例6.4所示。可用数据如下：

$a_1=b_1=0.0707\text{m}$　$a_2=b_2=0.1414\text{m}$　$L=1\text{m}$　$\dot{m}=0.05\text{kg/s}$

$\alpha^*=1$　$\rho=1.1614\text{kg/m}^3$　$\mu=184.6\times10^{-7}\text{kg/(m}\cdot\text{s)}$

$f=0.0791Re^{-0.25}(1.0875-0.1125\alpha^*)$

这里，下标1和2分别代表小的、大的横截面面积(正方形)管。



图例6.4　管道横截面图

a）原管　b）修改后的管

确定：方形管突然膨胀和突然收缩产生的压降。

假设：假设流体在整个小截面上为完全发展的湍流，流体沿长度方向上等温。

分析：首先计算所需的几何尺寸以及其他的信息，来确定预期的压降。

突然膨胀前的流动面积：$A_{o,1}=0.0707\text{m}\times0.0707\text{m}=5\times10^{-3}\text{m}^2$

突然膨胀后的流动面积：$A_{o,2}=0.1414\text{m}\times0.1414\text{m}=0.02\text{m}^2$

这样，面积比为

$$\sigma=\frac{A_{o,1}}{A_{o,2}}=\frac{5\times10^{-3}\text{m}}{0.02\text{m}}=0.25$$

方形管流道的水力直径为它的边长，即

$$D_{h,1} = 0.0707\text{m} \qquad D_{h,2} = 0.1414\text{m}$$

膨胀前后始末点下标 1、2 的质量流速 G 为

$$G_1 = \frac{\dot{m}}{A_{o,1}} = \frac{0.05\text{kg/s}}{5 \times 10^{-3}\text{m}^2} = 10\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)} \qquad G_2 = 2.5\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$$

小截面管的流体雷诺数 $Re_1 = \left(\frac{GD_h}{\mu}\right)_1 = \frac{10\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)} \times 0.0707\text{m}}{184.6 \times 10^{-7}\text{kg/(m} \cdot \text{s)}} = 38304$

大截面管的流体雷诺数 $Re_2 = \left(\frac{GD_h}{\mu}\right)_2 = \frac{2.5\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)} \times 0.1414\text{m}}{184.6 \times 10^{-7}\text{kg/(m} \cdot \text{s)}} = 19152$

采用所给等式，计算小截面管和大截面管的摩擦因子。

$$\begin{aligned} f_1 &= 0.0791 Re^{-0.25}(1.0875 - 0.1125\alpha^*) \\ &= 0.0791 \times (38304)^{-0.25}(1.0875 - 0.1125 \times 1) = 0.005513 \\ f_2 &= 0.0791 Re^{-0.25}(1.0875 - 0.1125\alpha^*) \\ &= 0.0791 \times (19152)^{-0.25}(1.0875 - 0.1125 \times 1) = 0.006556 \end{aligned}$$

现在，采用图 6.3 来确定大管突然膨胀与收缩的损失。两种情况下，可以计算小截面管的质量流速。从图 6.3 中，$Re = 38304$ 及 $\sigma = 0.25$ 时，方形管突然膨胀与收缩系数为

$$K_e = 0.55 \qquad K_c = 0.47$$

因此，采用式(6.26)，大截面管入口处突然膨胀产生的压升如下：

$$\Delta p_{\exp} = \frac{G^2}{2g_c\rho}(1 - \sigma^2 - K_e) = \frac{[10\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}]^2}{2 \times 1 \times 1.1614\text{kg/m}^3}(1 - 0.25^2 - 0.55) = 16.68\text{Pa}$$

采用式(6.23)，入口处突然收缩为大截面管产生的压降如下：

$$\Delta p_{con} = \frac{G^2}{2g_c\rho}(1 - \sigma^2 - K_c) = \frac{[10\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}]^2}{2 \times 1 \times 1.1614\text{kg/m}^3}(1 - 0.25^2 + 0.47) = 60.59\text{Pa}$$

长度为 1m 的大截面管，由摩擦产生的压降为

$$\Delta p_{fr} = f_2 \frac{4L}{D_{h,2}} \frac{G^2}{2g_c\rho} = 0.006556 \times \frac{4 \times 1\text{m}}{0.1414\text{m}} \times \frac{2.5\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}}{2 \times 1 \times 1.1614\text{kg/m}^3} = 0.499\text{Pa}$$

这样，大截面管中突然膨胀、摩擦、突然收缩产生的总压降为

$$\Delta p_t = -\Delta p_{\exp} + \Delta p_{fr} + \Delta p_{con} = (-16.68 + 0.499 + 60.59)\text{Pa} = 44.41\text{Pa}$$

对于 1m 长的小截面管，有关的压降只与摩擦部分有关，由下式给出：

$$\Delta p_{fr} = f_1 \frac{4L}{D_{h,1}} \frac{G_1^2}{2g_c\rho} = 0.005513 \times \frac{4 \times 1\text{m}}{0.0707\text{m}} \times \frac{[10\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}]^2}{2 \times 1 \times 1.1614\text{kg/m}^3} = 13.43\text{Pa}$$

因此，1m 长的大截面管产生的压降为 44.41Pa；而横截面没有变化的水平管产生压降为 13.34Pa。

讨论和注释：由此例子可以发现，相比大截面管的摩擦压降，小断面管增加了约 27 倍(13.43Pa/0.499Pa)，可以有与四倍流通面积且两倍水力直径的管子

等同的效果。尽管摩擦部分增大很多，没有其他压力损失，然而对于大截面管，突然膨胀及收缩的损失明显大于摩擦压降的损失。因此，一般想象中的横截面积增大降低了压降，但实际上反而增大了压降。

然而，对于该例子，如果大截面管的长度增大为3.4m(通过比较每根管的总压降)，它的总压降将比小截面管的压降还低。这是因为膨胀及收缩的损失不变，与长度无关。

6.6.3　弯管损失

很多应用方面，用于流体进出换热器的进出口管有各种弯管。这些管子要么为圆形截面要么为矩形截面，都有一定的弯曲角 θ_b(图6.5)或圆形截面有拼接弯(图6.12)。

流体流过弯管或曲率管时，沿管产生各种向心力。在特定截面上的进口壁(最小压力)与出口壁(最大压力)之间产生压力梯度。结果产生了二次流，如图6.5截面 A-A 所示，双重施加于主流上。这样，与相应的直管流动相比，增加了管壁附近的摩擦能损失，从而增加了压降。

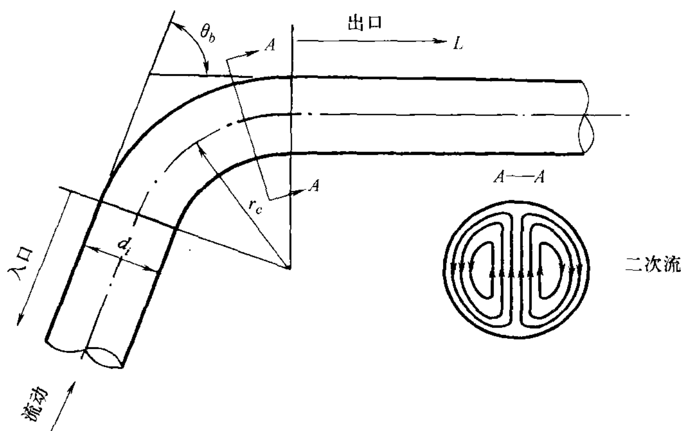


图6.5　有二次流模型的圆形横截面管

在下面的弯管压降表达式中，假定损失仅由弯管及图6.5的出口截面产生。由于能直接被单独计算[采用式(6.29)]，弯管光滑直管入口截面的压降没有计算在内(但是在计算带弯管的换热器总压降时必须计算在内)。如果弯管在另一部件(弯管,T形管等)之后，对于6.6.3.1～6.6.3.3节指定的特定长度的进口管截面，其产生的压降已经包括在式(6.49)。

弯管产生的压降可以表达为

$$\Delta p_b = K_{b,t}\frac{\rho u_m^2}{2g_c} \tag{6.48}$$

这里，ρ 是流体所处位置体积温度和平均压力下的密度，u_m 为平均轴向流速(ρ、u_m 都为弯管入口处的值)，$K_{b,t}$为弯管引起的总压降系数。弯管总压降包括两部分：弯曲效应、出口流体发展效应，以及表面粗糙度效应产生的压降；指定表面粗糙度产生的出口直管压降。这两部分压降中压力损失系数 K_b、K_f 与流体雷诺数有很大的关系。这样有

$$K_{b,t} = K_b + K_f = K_b + f\frac{4L}{D_h} \tag{6.49}$$

这里，对于适当的表面粗糙度大小的出口管，其范宁摩擦因子 f 可由图 6.4 决定，弯管压力损失系数 K_b 由 Miller 给出。

$$K_b = K_b^{*}\ C_{Re}C_{dev}C_{rough} \tag{6.50}$$

这里，K_b^* 为 $Re = \rho u_m d_i/\mu = 10^6$ 时的弯管压力损失系数，C_{Re}为特定应用下实际雷诺数的修正因子，C_{dev}为出口管流体发展时的修正因子，C_{rough}为管子表面粗糙度下的修正因子。C_{rough}由下式给出：

$$C_{rough} = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}} \tag{6.51}$$

这里f_{smooth}为水力光滑管的摩擦因子，f_{rough}为特定或假定粗糙度下的弯管的摩擦因子。这两个摩擦因子都可以由图 6.4 查得。K_b^*、C_{Re}及 C_{dev}的值可由下面弯管的三种不同几何尺寸获得。

6.6.3.1 带有环形横截面的弯管

弯管如图 6.5 所示，其重要的几何尺寸参数有：管子内径 d_i，弯管曲率半径 r_c，弯管倾角 θ_b，出口管长度 L。弯管总的压力损失系数 $K_{b,t}$采用式(6.49)计算，K_b 由式(6.50)计算，雷诺数 $Re = 10^6$ 时的 K_b^* 由图 6.6 给出。在一般情况下，给定的应用中实际雷诺数并不同，需要引入修正因子 C_{Re}。图 6.7 中，对于不同的 r_c/d_i 值，C_{Re}是 Re 的函数。对于 $r_c/d_i<1$ 的弯管，C_{Re}值强烈地依赖于 Re。其值可以计算如下(Miller 1990)：

1）$0.7<r_c/d_i<1$ 或 $K_b^*<0.4$ 时，对于 $r_c/d_i=1$ 的弯管，由图 6.7 查得 C_{Re}。

2）对于其他 $r_c/d_i<1$ 且 $K_b^*\geqslant 0.4$ 时，由下面等式计算 C_{Re}。

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2} \tag{6.52}$$

这里，C'_{Re}为图 6.7 $r_c/d_i=1$ 时查得的 C_{Re}。

出口管长修正值 C_{dev}为 L/d_i 及 K_b^* 的函数，由图 6.8 查得。对于 $r_c/d_i>3$ 且(或)$\theta_b>100^\circ$时，$C_{dev}\approx 1$(Miller,1990)。短出口管的 K_b^* 值参考 Miller 的其他著作。

如果入口管长 L_i 满足下面的条件(Miller,1990)：①当 $Re=10^6$ 时，弯管前一部件的压力损失系数小于 0.25，$L_i/d_i>2$；②当 $Re=10^6$ 时，弯管前一部件的压力损失系数大于 0.5，且 $L_i/d_i>4$。采用式(6.49)中的压力损失系数 $K_{b,t}$，估

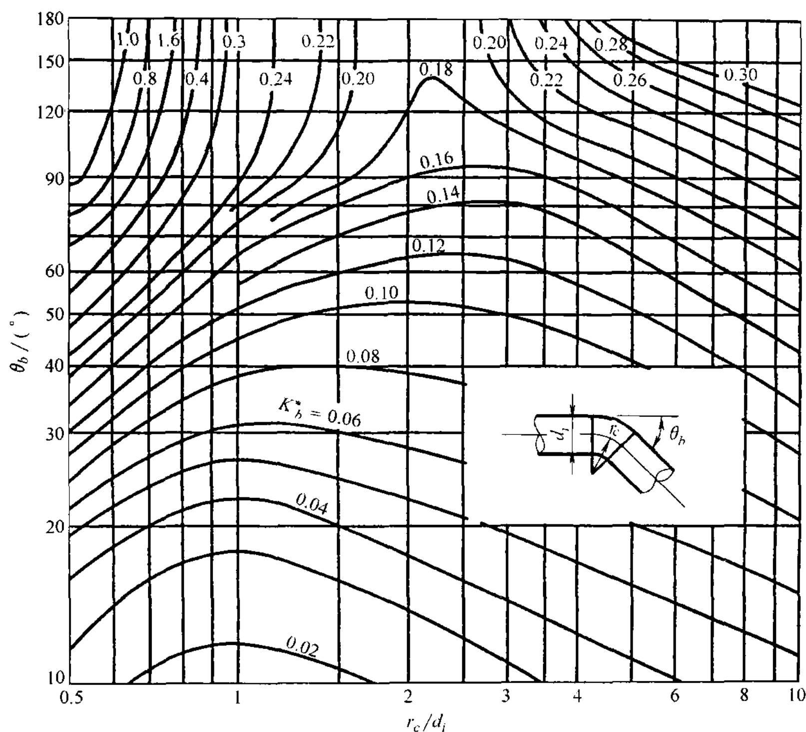


图 6.6　$Re = 10^6$ 时圆形横截面管的弯管压损系数 K_b^*（摘自 Miller,1990）

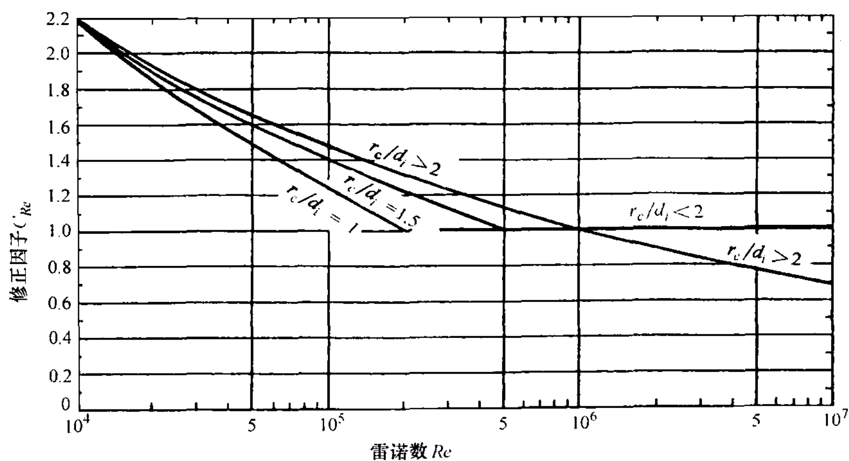


图 6.7　雷诺修正因子 C_{Re} 与雷诺数 Re 及 r_c/d_i 的关系（摘自 Miller,1990）

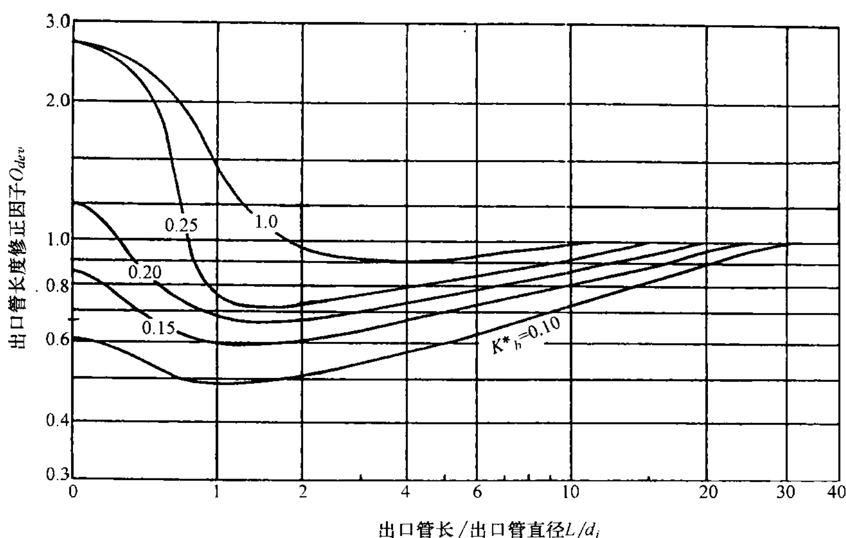


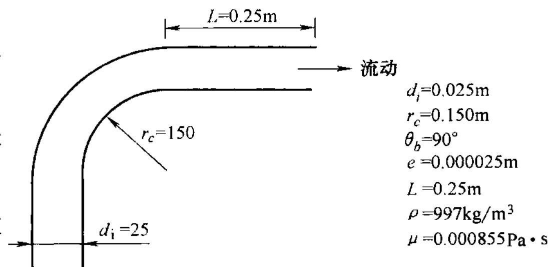
图 6.8 出口管长度修正因子 C_{dev}与出口管径 L/d_i 及 K_b^* 的关系(摘自 Miller,1990)

算式(6.48)中的 Δp_b，其值并没有低估。

例 6.5 有一个 90°的弯管，25℃的水以 2kg/s 的流率流过。管子内径为 25mm，弯曲半径为 150mm，管子内表面粗糙度平均高 0.025mm。下游直管段长 0.25m。假定流体进入管子为完全湍流。计算弯管及下游管产生的压降。水的特性采用下面的值：密度 997kg/m³，动力粘度 0.000855Pa · s。

求解：

问题数据和简述：弯管的示意图及数据如图例 6.5 所示。



图例 6.5 弯管的示意图及数据

确定：指定管的弯管处及下游管的压降。

假设：流体进入弯管为完全发展的湍流。

分析：首先计算必要的尺寸数据及其他信息来确定预期的压降。

管子流通面积：$A_o = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4}(0.025)^2 = 0.0004909\text{m}^2$

质量速度：$G = \frac{\dot{m}}{A_o} \frac{2\text{kg/s}}{0.0004909\text{m}^2} = 4074.15\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$

流速：$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_o} \frac{2\text{kg/s}}{997\text{kg/m}^3 \times 0.0004909\text{m}^2} = 4.086\text{m/s}$

雷诺数：$Re=\frac{Gd_i}{u}=\frac{4074.15\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\times0.025\text{m}}{855\times10^{-6}\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})}=0.119\times10^6$

量纲为一化的管子表面粗糙度：$e/d_i=0.025\text{mm}/25\text{mm}=10^{-3}$

由式(6.4)可以得到 $Re=0.119\times10^6$，$e/d_i=10^{-3}$时，光滑和粗糙管子的摩擦因子值分布为

$$f_{smooth}=0.0043\qquad f_{rough}=0.0056$$

采用式(6.48)~式(6.50)计算弯管压降。弯管损失压力损失系数 K_b 由式(6.50)计算如下：

$$K_b=K_b{}^*C_{Re}C_{dev}C_{rough}$$

对于 $r_c/d_i=0.150\text{m}/0.025\text{m}=6$ 及 $\theta_b=90°$时，由图6.6可以得到 $K_b{}^*=0.20$。对于 $Re=0.119\times10^6$，$r_c/d_i=6$，由图6.7可以得到 $C_{Re}=1.48$。由 $K_b^*=0.20$ 及 $L/d_i=0.25\text{m}/0.025\text{m}=10$，由图6.8可以得到 $C_{dev}=0.86$。由式(6.51)可得，管子表面粗糙度修正因子为

$$C_{rough}=\frac{f_{rough}}{f_{smooth}}=\frac{0.0056}{0.0043}=1.30$$

这样，采用式(6.50)有

$$K_b=K_b^*C_{Re}C_{dev}C_{rough}=0.20\times1.48\times0.86\times1.30=0.331$$

且有

$$K_{b,t}=K_b+K_f=K_b+f\frac{4L}{D_h}=0.331+0.0056\,\frac{4\times0.25\text{m}}{0.025\text{m}}=0.555$$

最后，弯管压力损失由式(6.48)给出如下：

$$\Delta p_b=K_{b,t}\frac{\rho u_m{}^2}{2g_c}=0.555\times\frac{997\text{kg}/\text{m}^3\times4.086\text{m/s}}{2\times1}=4619\text{Pa}=4.62\text{kPa}$$

为便于比较，现在计算与其具有相同尺寸长度及表面粗糙度直管的压降。直管长度等于曲率为150mm的90°弯管长度与0.25m下游直管的长度之和。

$$L_{eq,st}=\frac{\pi}{2}r_c+L=\frac{\pi}{2}\times0.150\text{m}+0.25\text{m}=0.486\text{m}$$

根据上面所述，粗糙管的摩擦因子选定为0.0056有

$$\Delta p_{fr}=\frac{4L_{eq,st}}{D_h}\times f\times\frac{\rho u_m{}^2}{2g_c}=\frac{4\times0.486\text{m}}{0.025\text{m}}\times0.0056\times\frac{997\text{kg}/\text{m}^3\times(4.086\text{m/s})^2}{2\times1}$$
$$=3624\text{Pa}=3.62\text{kPa}$$

这样，由于弯曲效应增大的压降为27%[(4619/3624－1)×100]。

讨论和注释：通过本例可以看出，曲率效应以及下游流动发展的效应导致弯管效应，增大了压降。本例中，增加了27%。如果是发生传热，90°弯管也增大了传热(尽管不是27%)。

6.6.3.2 矩形横截面的弯管

矩形截面弯管如图6.9所示，矩形几何参数为：边长 a、b，曲率半径 r_c，弯管倾角 θ_b，出口管长 L。

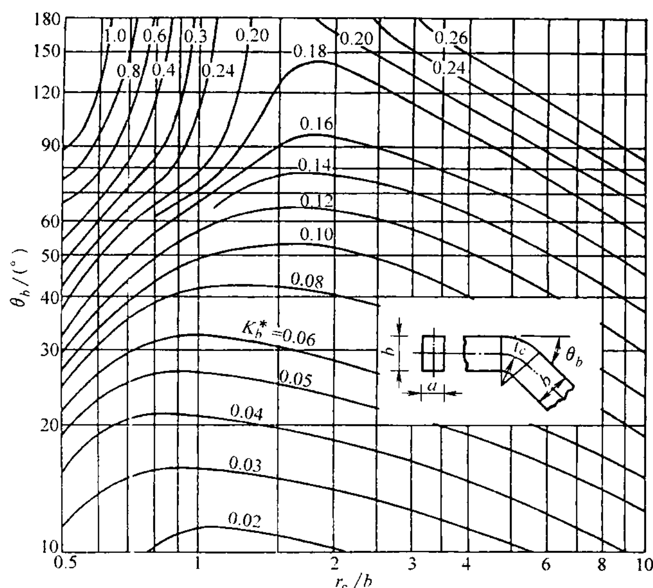


图6.9 $Re=10^6$ 时 $\alpha^*=a/b=0.5$ 的矩形横截面管弯管压损系数 K_b^*（摘自 Miller,1990）

采用式(6.49)计算弯管压力损失系数 $K_{b,t}$，K_b 由式(6.50)计算，横截面比分别为 $\alpha^*=a/b=0.5$、1、2 时，K_b^* 可以由图6.9～图6.11查得。雷诺修正因子 C_{Re}（实际 $Re\neq10^6$）的大小与6.6.3.1节中圆管横截面弯管中的值相同。

出口管长度修正因子 C_{dev} 由图6.8确定，圆管截面的弯管修正值如下：

1）$\alpha^*=a/b<0.7$ 且 $L/D_h>1$ 时，$C_{dev,rect}=1-(1-C_{dev,cir})/2$。

2）$\alpha^*=a/b<0.7$ 且 $L/D_h<1$ 时，$C_{dev,rect}=C_{dev,cir}$。

3）$\alpha^*=a/b>1$ 且 $L/D_h>1$ 时，$C_{dev,rect}=C_{dev,cir}$。

4）圆管横截面下，$\alpha^*=a/b>1$ 且 $L/D_h<1$ 时，除了 r_c/b 在1.5～3.0之间，求 C_{dev} 时，基本系数 K_b^* 应该乘以2。

短管出口的 K_b^* 值由 Miller 给出。如果进口管长度扩展到 $4D_h$，用前面的方法计算的矩形弯管压降可能有点保守。

6.6.3.3 拼接弯管

对于截面为圆形及矩形的拼接弯管（图6.12），确定 $K_{b,t}$ 的步骤与环形横截面弯管（6.6.3.1节）一致，除了 K_b^* 由图6.12确定以外；出口管流体发展时（即 $C_{dev}=1$），不用修正。Miller 和 Idelchik 给出了复杂拼接弯管及其他

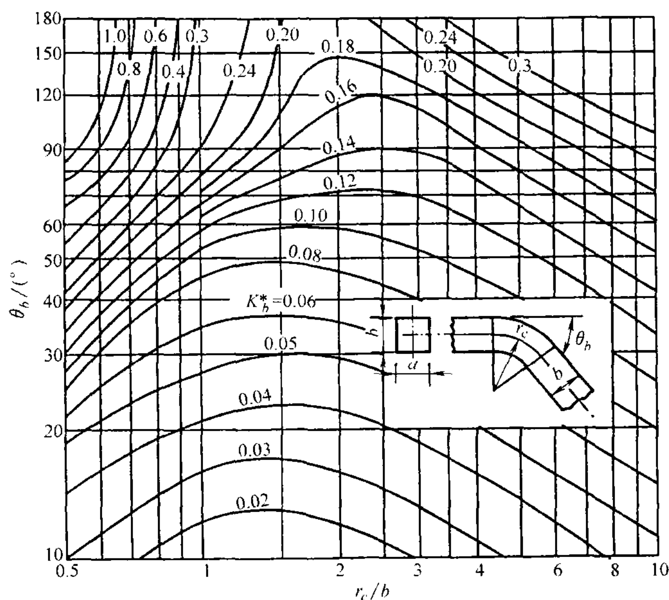


图6.10 $Re = 10^6$ 时的方形横截面弯管压损系数 K_b^*（摘自 Miller,1990）

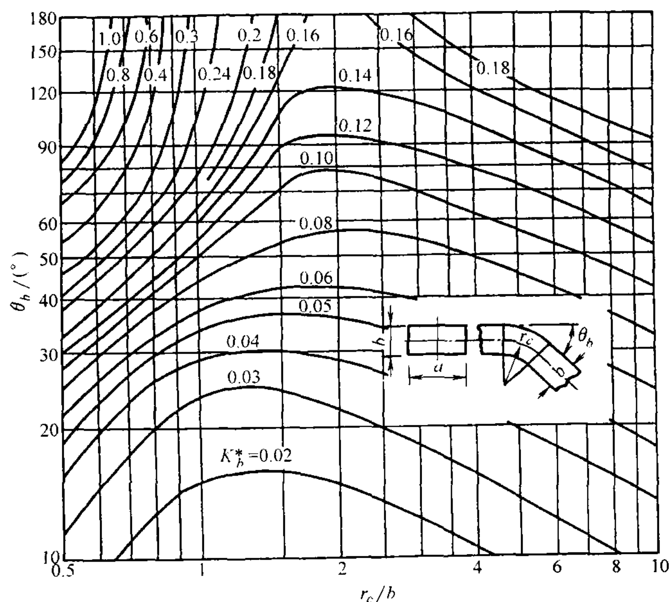


图6.11 $Re = 10^6$ 时 $\alpha^* = a/b = 2$ 的方形横截面弯管压损系数 K_b^*（摘自 Miller,1990）

弯管的损失系数。

例6.6 采用例6.5给出的所有用于90°圆形弯管的数据，确定一个90°拼接

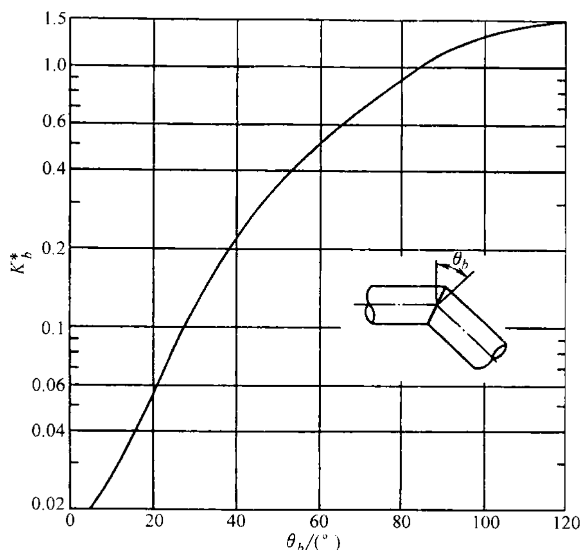


图 6.12 $Re=10^6$ 时拼接弯管的压损系数 $K_b{}^*$（摘自 Miller,1990）

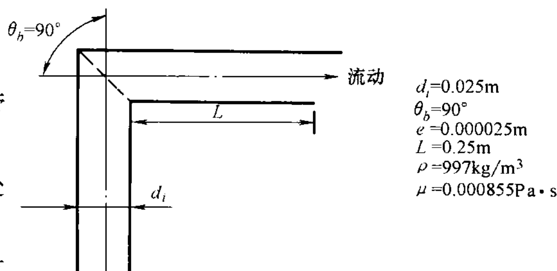
弯管压降。

求解：

问题数据和简述：90°拼接弯管的提示及数据如图例 6.6 所示。

确定：指定拼接弯管的弯管处及下游管压降。

假设：流体进入弯管为完全发展的湍流。



图例 6.6 90°拼接弯管的提示及数据

分析：大量的 90° 圆形弯管的信息这里也可以应用。对于拼接弯管，如 6.6.3.3 节所提到的，如图 6.12 所示，$C_{dev}=1$ 且 $K_b^*=1.2$。对于例 6.4，$C_{Re}=1.48$，$C_{rough}=1.30$，因此，

$$K_b=K_b{}^*C_{Re}C_{dev}C_{rough}=1.2\times1.48\times1.30=2.31$$

且

$$K_{b,t}=K_b+K_f=K_b+f\frac{4L}{D_h}=2.31+0.0056\,\frac{4\times0.25\text{m}}{0.025\text{m}}=2.534$$

与 90°拼接弯管相关的压降为

$$\Delta p_b=K_{b,f}\frac{\rho u_m^{\ 2}}{2g_c}=2.534\times\frac{997\text{kg/m}^3\times4.086\text{m/s}}{2\times1}=21090\text{Pa}=21.09\text{kPa}$$

讨论和注释：拼接弯管产生的压降为 21.09kPa；对于相同的流体及流率，圆形弯管的压降为 4.62kPa。这样，本例中拼接弯管的压降增大了约 4.5 倍。因此，

要求经过弯管压降较低时，在可以选择的情况下，圆形弯管通常优于拼接弯管。

6.7 压降表达式

对于大多数换热器，特定换热表面的内部压降[式(6.28)中内部摩擦项]由试验确定(采用小尺寸的换热器)，为流体流率的函数。详细的试验方法见7.3.4节。这些数据可以用于对不同物理尺寸、不同的运行温度或压力，以及用于比较测试的虽采用相同的换热面积但工作流体不同的换热器进行设计并分析。因此，需要知道所测换热器的内部压降 Δp 与 $\dot{m}$ 之间的普遍关系，以便可以用在所测试换热器以外的运行工况、物理尺寸，以及流体种类的其他换热器。

如果换热器表面的详细尺寸(如水力直径 D_h、最小自由流通面积 A_o 等)已知，最好的方法是算出内部压降与质量流率从而得到量纲为一的形式，如 f、Re 的关系曲线。如果详细的尺寸未知，测得的内部 Δp 与 $\dot{m}$ 结果以量纲为一的形式给出。两种方法下面都会讲述。

6.7.1 压降数据的量纲为一表达式

量纲为一形式的内部压降通常可以以两种形式给出[⊖]，根据压降损失系数 K 或欧拉数 Eu 以及范宁摩擦因子 f 定义如下。

$$\Delta p = K\frac{\rho u_m^2}{2g_c} = Eu\frac{\rho u_m^2}{2g_c} \tag{6.53}$$

$$\Delta p = f\frac{4L}{D_h}\frac{\rho u_m^2}{2g_c} \tag{6.54}$$

这样，欧拉数 Eu 与压降损失系数 K 相同。如果压降损失系数 K 沿流动长度不变，如管束内、多支管内、弯管内、阀内等，作为湍流的结果，压降损失系数 K 或欧拉数 Eu 用于表达压降值。对于 N_r 排的管束，如式(6.37)，当 $N_{r,cc}=N_r$ 时，欧拉数 Eu 通常定义为 N_r 排的平均数。

范宁摩擦因子通常主要描述了压降中的摩擦部分。当特定换热面积沿流动方向上的单位长度上摩擦压降近似相同时，采用范宁摩擦因子。这样，摩擦因子允许使用换热器表面不同流动长度压降的预计值。流体动力学书中，通常采用达希摩擦因子 f_D，它与范宁摩擦因子的关系为

$$f_D = 4f = \frac{\Delta p}{\frac{\rho u_m^2}{2g_c}}\frac{D_h}{L} \tag{6.55}$$

⊖ 也见式(7.115)哈根数形式给出的压降。

比较式(6.54)与式(6.55)可见，如果根据摩擦因子计算压降，需要知道水力直径及换热器表面的流体长度。而根据压降损失系数 K 及欧拉数 Eu 计算时，不需要这些数值。

流体以量纲为一的 Re 形式给出如下：

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{\dot{m}D_h}{A_o\mu} = \frac{\rho \dot{V} D_h}{A_o\mu} \tag{6.56}$$

7.2.1.1 节给出了 Re 更多的意义。

量纲为一表达的最大优势在于，对于给定的雷诺数和任意流经表面的流体，几何相似的表面(与物理尺寸无关)有相同的摩擦因子。这就意味着在转换成 f 与 Re 关系式时(图 7.8)，试验数据(Δp 和 $\dot{m}$)可以用于不同的工况(温度和压力等)、不同的物理尺寸(D_h 不同但几何相似的表面)，以及不同测试条件下的流体。而且，该 f 与 Re 关系图可以比较不同流体或工况下不同表面的 Δp 与 $\dot{m}$ 关系的值，因此在特定的应用下，可以设计出最小流动阻力的换热器。

6.7.2 压降数据的有量纲表达式

由于无几何尺寸要求，工业上，常以有量纲的形式给出指定换热表面的压降。这些结果在不同的行业给出了不同的形式，如 Δp 和 $\dot{m}$，Δp 和 $\dot{V}$，Δp 和 $\dot{G}$[⊖]。为修正测试温度与工作温度或设计温度的差异，通常是通过先得出一定标准密度下的压降，从而通过修正密度来修正压降。然而，我们列出的修正理论为：对于 Δp 和 $\dot{m}$.、$\dot{V}$.、$\dot{G}$，通过匹配实际及标准工况下的摩擦因子与雷诺数列出了该压降修正值。不同的行业，根据应用不同，采用的流体不同以及其他因素，标准压力和温度也不同。例如，对于一些工业用换热器，空气的标准条件为 101325Pa 压力，20℃(68 ℉)。对于一给定的换热器表面，为了从工作条件下所测得的实际流率中得到标准流率(根据 $\dot{m}$ 或 G)，需要匹配如下：

$$Re_{std} = Re_{act} = \frac{\dot{m}_{std} D_h}{A_o \mu_{std}} = \frac{\dot{m}_{act} D_h}{A_o \mu_{act}} \tag{6.57}$$

这样，

$$\dot{m}_{std} = \dot{m}_{act} \frac{\mu_{std}}{\mu_{act}} \tag{6.58}$$

⊖ 两换热器中，如果两质量流率 G 一致，当换热面积和流动长度相同时，尽管前沿面积不同，两换热器压降相同。这样，如果 Δp 以 G 为变量而不是以 $\dot{m}$ 为变量，还要考虑不同的前沿面积。然而，在这种情况下，为确定 $G = \dot{m}/A_o$，还要知道最小自由流通面积。

由于 $\dot{m}=\dot{V}\rho$，采用式(6.58)可以得到$\dot{V}_{std}$及$\dot{V}_{act}$之间下面的关系式。

$$\dot{V}_{std}=\dot{V}_{act}\frac{\rho_{act}\mu_{std}}{\rho_{std}\mu_{act}} \tag{6.59}$$

由于 $G=\dot{m}/A_o$，由式(6.58)可以得到

$$G_{std}=G_{act}\frac{\mu_{std}}{\mu_{act}} \tag{6.60}$$

为匹配摩擦因子，采用式(6.54)以及 $\dot{m}=\rho u_m A_o$ 得到

$$f=\Delta p\frac{2g_c}{\rho u_m^2}\frac{D_h}{4L}=\Delta p=\frac{2g_c\rho A_o^2}{\dot{m}}\frac{D_h}{4L} \tag{6.61}$$

现在采用式(6.61)匹配给定尺寸下的标准及实际摩擦因子。

$$f_{std}=f_{act}\Rightarrow\frac{\Delta p_{std}\rho_{std}}{\dot{m}_{std}^2}=\frac{\Delta p_{act}\rho_{act}}{\dot{m}_{act}^2} \tag{6.62}$$

于是有

$$\Delta p_{std}=\Delta p_{act}\frac{\rho_{act}}{\rho_{std}}\left(\frac{\dot{m}_{std}}{\dot{m}_{act}}\right)^2 \tag{6.63}$$

将式(6.58)中的 $\dot{m}_{std}$代进式(6.63)，可得

$$\Delta p_{std}=\Delta p_{act}\frac{\rho_{act}}{\rho_{std}}\left(\frac{\mu_{std}}{\mu_{act}}\right)^2 \tag{6.64}$$

这是 Δp_{std}与 Δp_{act}之间最常用的关系，需要密度和粘度修正，适用于所有工况。

为阐明前面所提到的密度和粘度修正的影响，换热器采用空气做的试验压降 Δp 与测量质量流速 G 的函数关系如图 6.13a 所示。等温情况下，采用 6 个不同的空气温度测出了压降 Δp 与质量流速 G 的关系。图 6.13b 为采用标准温度 15℃

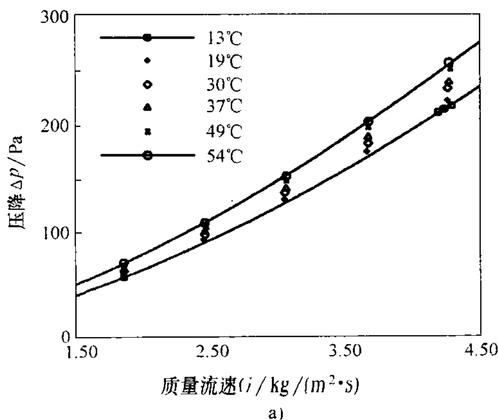


图 6.13　换热器内压降 Δp 与质量流速 G 的关系

a）测量值

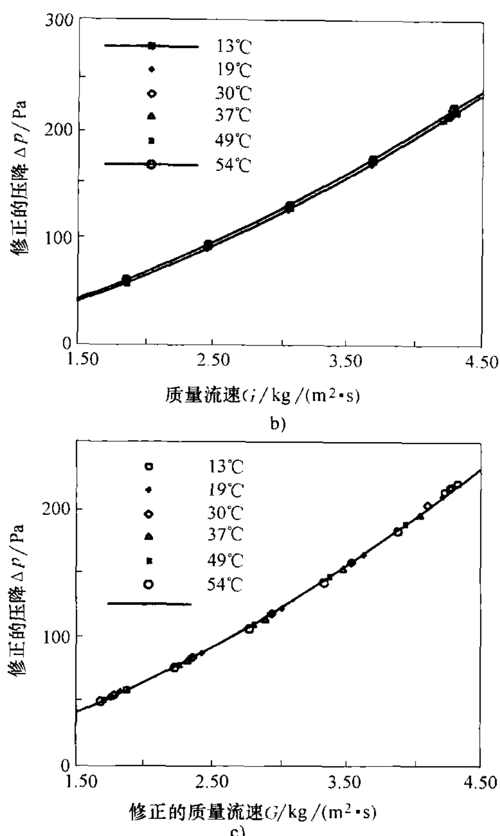


图 6.13　换热器内压降 Δp 与质量流速 G 的关系(续)

b）采用密度修正 Δp　c）采用密度和粘度修正 Δp，采用密度修正 G

(59 ℉)得到的传统的密度修正式[即采用式(6.66)修正压降,质量速度 G 不修正]。其结果比测试温度降低了约 4%。图 6.13c 给出了推荐的密度与粘度关系式[即采用式(6.64)修正压降，采用式(6.60)修正质量速度 G]。结果降低为一条简单曲线，与前面的理论基础相一致。

然而，在工业上式(6.64)中粘度修正式通常可以忽略，而仅考虑密度修正式。其合理性如下，如果摩擦因子为常数(与湍流时的雷诺数无关,如粗糙管,如图 6.4 所示)或者是在光滑管湍流时，f 改变不大，不需要如式(6.57)那样匹配 Re_{std} 及 Re_{act}。因此，这种情况下有

$$\dot{m}_{std} = \dot{m}_{act} \tag{6.65}$$

且式(6.63)简化为

$$\Delta p_{std} = \Delta p_{act}\frac{\rho_{act}}{\rho_{std}} \tag{6.66}$$

为表明粘度修正对湍流(或压降几乎正比于速度的平方)并不重要，采用空气对带孔板进行了三个温度的测试，该等温测试类似于图6.13a，其结果如图6.14a所示。图6.14b为仅带密度修正的结果。图6.14c为带密度修正和粘度修

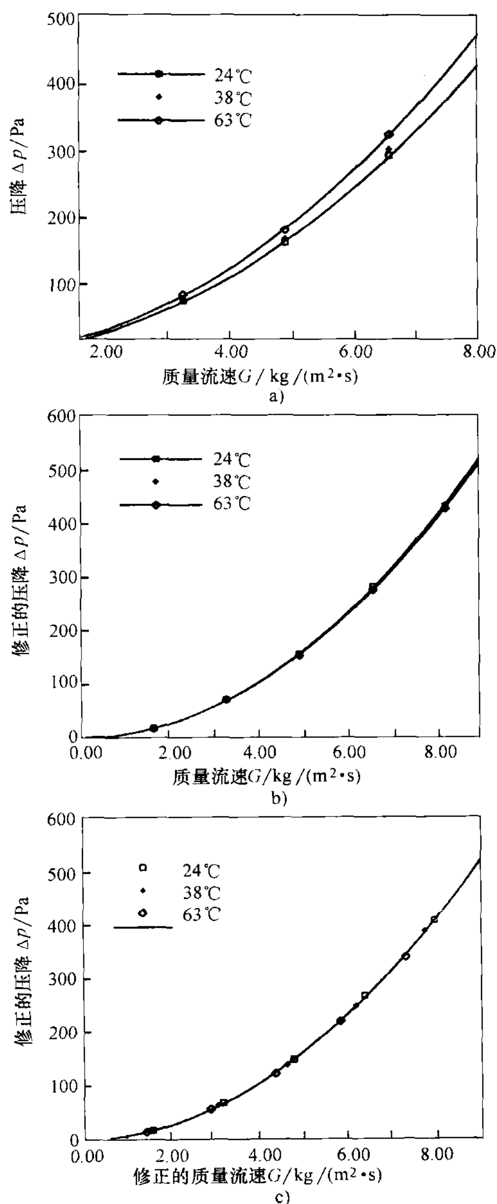


图6.14 有孔板内压降 Δp 与质量流速 G 的关系

a) 测量值 b) 采用密度修正 Δp c) 采用密度和粘度修正 Δp，采用密度修正 G

正的结果。可以发现，正如前面列出的理论所述，仅带有密度修正的(图 6.14b)以及既带密度修正又带粘度修正的(图 6.14c)，其结果都合为一条曲线。

大多数情况下，f 是否恒定并不知道，因此，用 Δp_{act} 修正 Δp_{std} 时，推荐使用式(6.64)，采用式(6.58)、式(6.59)、式(6.60)分别来修正 $\dot{m}$、$\dot{V}$ 及 G，得到标准条件下 Δp 与 $\dot{m}$、$\dot{V}$ 及 G 的关系式。

6.8 几何形状和流体性能产生的压降

换热器内部或单元的压降决定于流体的特性以及几何参数。由于摩擦压降占内部压降的大部分，这里，仅用该式来分析[即式(6.2)或式(6.29)]。将水力直径的定义 $A_o = D_h A/4L$ 代入，可以由式(6.3)得出 Δp 的表达式如下：

$$\Delta p = \begin{cases} \dfrac{1}{D_h{}^3}\left[\dfrac{1}{2g_c}\dfrac{\mu}{\rho}\dfrac{(4L)^2}{A}\dot{m}(f \cdot Re)\right], \text{对于层流} & (6.67a) \\ \dfrac{1}{D_h{}^3}\left[\dfrac{0.046\mu^{0.2}}{2g_c}\dfrac{(4L)^{2.8}}{\rho}\dfrac{}{A^{1.8}}\dot{m}^{1.8}\right], \text{对于湍流} & (6.67b) \end{cases}$$

因此压降正比于 $D_h{}^{-3}$($\dot{m}$、L、A 以及流体性质不变时)。对于圆管，由于 $A = \pi D_h L$，层流及湍流时式(6.67)中的 Δp 正比于 $D_h{}^{-4}$ 及 $D_h{}^{-4.8}$。因此，根据式(6.67)有

$$\Delta p \propto \begin{cases} \dfrac{1}{D_h{}^3} \sim \dfrac{1}{D_h{}^4}, \text{适于层流} & (6.68a) \\ \dfrac{1}{D_h{}^3} \sim \dfrac{1}{D_h{}^{4.8}}, \text{适于湍流} & (6.68b) \end{cases}$$

通过式(6.3)可以发现，D_h 及 A_o 恒定时，Δp 正比于 L；流体分别为层流及湍流且 D_h 及 L 恒定时，Δp 正比于 $1/A_o$ 及 $1/A_o{}^{1.8}$。这些比较中，也可以保持 $\dot{m}$ 及流体性质恒定。注意到，由于 $A = (4A_o L)/D_h$，表面积 A 并不是一个独立的变量。

$$\Delta p \propto \begin{cases} L, \dfrac{1}{A_o}, \text{适于层流} & (6.69a) \\ L, \dfrac{1}{A_o{}^{1.8}}, \text{适于湍流} & (6.69b) \end{cases}$$

由式(6.67)可以得到

$$\Delta p \propto \begin{cases} \dfrac{1}{\rho}, \mu, \text{适于完全发展的层流} & (6.70a) \\ \dfrac{1}{\rho}, \mu^{0.2}, \text{适于完全发展的湍流} & (6.70b) \end{cases}$$

于是，Δp 取决于 ρ 及 μ，但是并不与 c_p 及 k 直接相关。

最后，由式(6.29)中的第二个等式，可以得出压降与表面尺寸的关系式为

$$\Delta p \propto \frac{L}{A_o^2 D_h} \tag{6.71}$$

适用于指定流体及质量流量。对于强化换热面，由于摩擦因子及 Colburn 因子（或 Nu）高于普通表面，对于给定流量 $\dot{m}$ 且相同尺寸的换热器来说，强化表面的换热量及压降高于普通的表面。然而，恰当地选择换热器尺寸及表面积[即恰当地选择式(6.71)中的 L、A 及 D_h 从而使压降 Δp 保持相同]，有可能在相同的压降下（尤其是层流时）维持高的传热性能，可参考式(10.3)。然而，如果换热器面积不可以改变，在特定的流体流量下，强化的表面比普通表面产生更大的压降。在这种情况下，普通未经强化的表面产生较低的压降，但是达到指定的传热要求需要更长的换热器流动长度（因此换热器会有更大的体积与质量）。

综述

本章把换热器压降分析及数值作为一个换热器的组成部分，讨论了相关的重要问题。

1）换热器中，气体的层流、过渡流、湍流，以及层流高粘度液体的压降（还有换热）是一个重要的设计考虑因素。对于其他流体，尤其是湍流流体，考虑压降没有像考虑换热那么重要。

2）换热器产生的压降由两部分组成：①换热处，换热器内部、单元、传热面积产生的压降；②流体分布装置产生的压降，该装置影响压降而对传热没有影响。理想地说，大部分允许的设计压降应该布置在第一个部分——传热表面处。

3）内部压降包括如下部分：①内部摩擦；②入口影响；③出口影响；④动量影响；⑤高度变化的影响。理想地讲，第一部分应该超过80%~90%，因为那部分压降在换热处被利用。前四部分包含在式(6.28)中，第五部分由式(6.5)给出。

4）流体分布装置产生的压降在6.6节中讲述：①管子；②进出口的突然膨胀与收缩；③弯管。对于其他的流体分布装置，参见 Miller 及 Idelchik 的其他著作。

5）对于大部分换热器表面，压降数值由试验测定。并以有量纲或量纲为一的形式列出在6.7节。如果以有量纲的形式列出，密度和粘度变化都要修正，如式(6.64)。

6）压降是流道水力直径的函数，它也取决于换热器的流动长度、自由流动面积，以及传热表面积。具体的函数关系如式(6.68)、式(6.69)。压降也取决于所用流体的类型，尤其是其密度及粘度，如式(6.70)。

参考文献

Bell, K. J., 1988, Delaware Method for shell-side design, in *Heat Transfer Equipment Design*,

R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 145-166.

Crane Co., 1976, *Flow of Fluids through Valves, Fittings, and Pipes*, Technical Paper 410, Crane Co., Chicago.

Idelchik, I. E., 1994, *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd ed., CRC Press, Boca Raton, FL.

Kays, W. M., and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

Miller, D. S., 1990, *Internal Flow Systems*, 2nd ed., BHRA (Information Services), Cranfield, UK.

习题

在给出的多个答案中，选择一个或多个正确的答案，并给出简要解释。

6.1 对________来讲，压降是更重要的参数，需要认真分配。

A. 紧凑型换热器　B. 双管换热器　C. 气体　D. 中等粘性流体

6.2 理想的换热器被设计为，在入口和出口段有比核心处更重要的更高的压降。

A. 取决于实际应用　B. 真实的　C. 错误的

D. 管壳式换热器　E. 板翅式换热器

6.3 换热器给定流体侧入口和出口损失很重要。

A. 有很高的核心压降时　B. 高雷诺数时

C. 有很高前置变化率的自由流动区域　D. 长期核心流时

6.4 对________来说，入口和出口损失条件一般被认为是零。

A. 管束交叉流　B. 有圆柱流动通道的旋转器

C. 板式换热器　D. 个别翅片管

6.5 在估计整个核心压降时，出口和入口压损通常是________。

A. 添加的　B. 修正的　C. 一般不能给出

6.6 对于一种流动蒸汽(流体 1)满足传热要求的两种板式换热器设计：①双单通道设计(图 1.65a)流体 1 有 10 流动通道，流体 2 有 11 流动通道；②串联流动排列(图 1.65f)流体 1 有 7 流动通道，流体 2 有 8 流动通道。如果两个设计都是湍流完全发展，设计 2 与设计 1 对于流体 1 的压降速度的比值近似为

A. 0.7　B. 0.49　C. 100　D. 700　E. 343　F. 1.43

6.7 由海拔高度造成的压力变化对________来说可能更重要。

A. 气体　B. 液体　C. 两相流

6.8 在规则的 90°弯曲处，压损通常包括：

A. 摩擦损失　B. 海拔变化损失　C. 曲率损失　D. 骤缩损失

6.9 相同雷诺数下，同一流体在 25mm 管径粗糙管内层流与相同管径光滑管内层流的压降相比：

A. 更低　B. 更高　C. 相同　D. 不确定

6.10　给定系统流体压降通常用________表示。

A. 欧拉数　　B. 雷诺数　　C. 速度头　　D. 动量流量修正因子

6.11　对________流体来说，压降限制是比较重要的。

A. 高密度流体　　B. 高粘度流体

C. 高热导率流体　　D. 高比热容流体

6.12　将下列换热器按设计允许压降由大到小排列。

A. 非紧凑液—液换热器　　B. 高度紧凑气—气换热器

C. 中度紧凑气—气换热器　　D. 紧凑水—水换热器

6.13　核心压降通常表示为：

$$\frac{\Delta p}{p_i}=\frac{G^2}{2g_c\rho_i p_i}[\underbrace{(1-\sigma^2+K_c)}_{1}+\underbrace{2\left(\frac{\rho_i}{\rho_0}-1\right)}_{2}+\underbrace{f\frac{L}{r_h}\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m}_{3}-\underbrace{(1-\sigma^2-K_e)\frac{\rho_i}{\rho_0}}_{4}]$$

对于以下换热器来讲，公式的哪一部分被认为是零。

A. 气—气余热回收换热器：________

B. 圆形翅片管的翅片侧：________

C. 硫酸冷却管壳式换热器的壳侧：________

D. 等温测试时的翅片管换热器：________

6.14　给定质量流量的空气在一个换热器中流过相同长度的两段通道。现在考虑一种非传统的排列：这两个通道平行耦合，总空气流量不变(与图3.21和图3.22的流体2相一致)。假设在换热器中是完全发展的层流流动，那么第二种情况的空气侧核心压降是第一种情况空气侧核心压降的几倍。

A. 1　　B. $\frac{1}{2}$　　C. 2　　D. $\frac{1}{4}$　　E. 4

问答题

6.1　对思考题5.1，$\varepsilon=95\%$的交流换热器，求在热侧和冷侧的压降。计算冷、热两侧的$\Delta p/p_i$并表示为百分比，并求此交流换热器的总$\Delta p/p$。通常设计$(\Delta p/p)_{total}$低于4%~5%，以此讨论你的结果。将气体视为空气。热、冷两侧的μ分别为0.369×10^{-4}Pa·S、0.360×10^{-4}Pa·s，$f=14/Re$。

6.2　求例题5.3交流换热器热、冷侧压降。对平面有如下额外的条件：$f=17/Re$，$D_h=0.44$mm，$\mu=17\times10^{-5}$Pa·s，$p_{a,i}=442$kPa，$p_{g,i}=150$kPa。

6.3　解释为什么对于图6.3的所有几何形状，K_e能被σ和Re的一些值抵消。解释为什么K_c不能被任何σ或Re抵消。

6.4　求出以下情况下空气和水的压降。

①相同速度下；②相同流量，通过25mm内径，3m长的环路管。

空气和水温度为25℃，设层流时$f=16/Re$、湍流时$f=0.00128+0.1143\,Re^{-0.311}$。流体性质如下表。

热物理性质	空　气	水
比热容 c_p/[J/(kg·K)]	1009	4187
动力粘度 μ/Pa·s	0.184×10^{-4}	8.853×10^{-4}
热导率 k/[W/(m·K)]	0.0261	0.602
普朗特数 Pr	0.71	6.16
密度 ρ/(kg/m³)	1.183	996.4

1）空气和水速度为6m/s，求：

① 空气和水的流速。

② 各流体的压降，忽略进出口损失。

③ 各流体泵功。

2）假设空气和水流量等于1）中①的空气流速，求：

① 各流体的压降，忽略进出口损失。

② 各流体泵功。

3）从工程角度讨论1)和2)的结果。

6.5　为了确定满足给定实际应用的适当的壳侧形式(两侧均是单相流)，我们想评价所有的主要壳形：E、F、G、H、I、J、X。考虑到热应力，对所有形式单壳程换热器的壳形应用U形管(两个管通道)。

1）假设所有流体性质为常数，对于具有相同有效壳侧长度，相同管内流速的上述各壳形来讲，管侧压降相同还是不同，为什么？

2）将各个壳形的壳侧压降表示为 u_m 和 L 的函数，其中 u_m 表示在E壳形下壳侧速度，L 表示壳侧长度。注意到壳侧流体速度对所有壳形都是相同的，而且在相同间距上有分段挡板和支撑板。其中，壳径和管径以及管数都是相同的，且壳长远远大于壳径。选择最小壳侧压降的壳形。

提示：不要忘记180°弯曲处 Δp 影响。不要用式(6.37)和式(6.39)。

6.6　判断下述给定设计的核心压降是否满足要求。进入两流体气—气换热器的气流参数为：入口温度214℃，压力490kPa，质量流量21kg/s，流体出口温度为346℃。另外一种流体质量流量与第一种相同，入口温度和压力分别为417℃和103kPa。第一种流体压降限于4.9kPa，第二种流体压降限于2.57kPa。对于简单的板翅式表面，用Kays和London于1998年指定的19.86和如下关系式可以计算范宁和Colburn摩擦因子。

$$j\text{或}f=\exp[a_0+r(a_1+r\{a_2+r[a_3+r(a_4+a_5r)]\})]$$

其中 a_j，$j=0,\cdots,5$ 如下表，且 $r=\ln(Re)$。

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
f	-0.81952×10^3	0.54562×10^3	-0.14437×10^3	0.18897×10^2	-0.12260×10^1	0.31571×10^{-1}
j	-0.26449×10^3	0.16720×10^3	-0.41495×10^2	0.50051×10^1	-0.29456	0.67727×10^{-2}

传热表面水力半径是0.001875m，延长表面效率为0.9，换热器换热单元数为4.9，传热表面温度假设为317℃。翅片材料的热导率为200W/(m·K)，翅片厚度为0.152mm。板间距为6.35mm。两传热表面的最小自由流动区域和前部区域之比都为0.3728，最小自由流动区域为0.4258m^2和1.5306m^2。如果输入数据丢失，详细说明基于假设条件的所有结论。

第7章　表面基本传热和流动特性

在换热器设计中，由一种尺寸的换热器的流体流动试验数据所得到的传热和压降公式并不能准确地校核或设计其他尺寸的换热器(基本表面几何形状相同)，因为换热器的几何参数和运行参数是非线性的。要校核或设计不同尺寸或不同性能要求的换热器，必须将传热表面的传热和流动特性[㊀]量纲为一化。所以这就是为什么传热和流体阻力准确的量纲为一特性是换热器热力和流动设计分析最重要的输入条件，如图2.1所示。这些传热特性一般表示为由雷诺数得到的努谢尔特数，量纲为一轴向距离 x^* 或格里茨数，由试验得到的特征一般表示为斯坦顿数或由雷诺数得到的 Colburn 因子 j。流动阻力特性一般表示为雷诺数得到的范宁摩擦因子 f 或量纲为一轴向距离 x^*，当流体流过管束时也可以用欧拉数或由雷诺数得到的哈根数来表示。根据流动和传热条件，可能涉及其他的重要的量纲为一量，后面的章节会讨论。对于简单的几何形状，表面特征通过分析得到。对于绝大多数的换热器表面特征主要是由试验得到的，因为流动区域和传热表面的几何特征使得流动现象非常复杂。现在更多的是使用数值分析法(CFD)来得到复杂换热器表面的特征，但是由于计算的限制，要在合理的代价下用全三维的数值分析涵盖大范围的雷诺数的值还不现实。

在这一章里，7.1节首先通过介绍基本概念来理解表面特征的行为。包括边界层概念、工业中换热器里经常出现的流动类型、对流机制，以及平均速度、平均温度和传热系数的基本定义。在7.2节中，通过一个空气流过圆管的例子介绍了换热器表面流体流动和传热特性所用到的量纲为一组。7.3节介绍了用来测量换热器表面传热和流动阻力特性的试验技术。这包括了稳态、瞬时以及 Wilson 绘图技术。7.4节介绍了用于简单几何形状传热和流动摩擦的分析的和半经验的关联式。7.5节介绍了用于复杂表面的经验关联式，包括管式表面、板式换热器表面、板翅式表面和蓄热式表面。在一个换热器中流体参数随温度变化所带来的影响是很大的。这在7.6节中进行了讨论，还特别讨论了对于气体和液体的特性比值方法。尽管许多换热器中强制对流是主要的换热方式，但是在一些应用中自然对流和辐射也是很重要的。7.7节对这些问题进行了简单总结。因此，本章的

㊀ 我们在这里不使用专业术语表面性能，因为在一些工业领域，性能是与换热器的换热和流体压降结构有关的。注意我们需要区别几何表面性能和换热器性能。

主要目的是概括出最重要的问题，以理解和应用有关的文献资料去确定和稍微扩展传热器表面的传热和流动阻力特性。

7.1　基本概念

这一节介绍用于理解换热器表面传热和流动阻力特性所需的一些基本概念。包括边界层概念、流动类型和对流机理，以及平均速度、平均温度和传热系数的定义。尽管这些概念在流体力学和传热学的第一节课里已经介绍了，但此处仍从换热器应用的观点出发，对它们进行温习，这样有助于理解和扩展设计的关联性。

7.1.1　边界层

7.1.1.1　速度边界层

为了便于分析，将物体周围流场分为两部分。在靠近物体表面的薄层里，当靠近表面时流体粘性的影响变得更加显著，此薄层就是指流动边界层，图7.1所示是流体流过平板形成的边界层示意图。其余的流场可以视为非粘性流体，进而可以用位势流动理论对其进行分析。通常边界层厚度 δ_v 被定义为达到自由流或入口速度的99%处的距离。

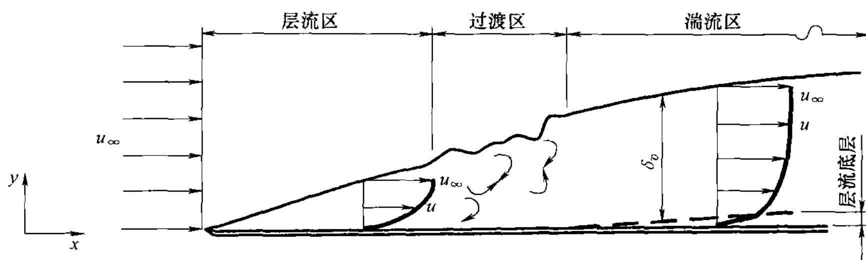


图7.1　平板上的速度边界层

对于内部流动，如圆管或非圆管内流动，边界层起始于管子入口。它沿流体流动方向长大，最终充满整个管子截面，在远处整个管子的流动变为完全发展的流动。图7.2是层流流动，图7.3是湍流流动。因此，管内流动的层流边界层可以分为两个区域：发展中的和完全发展的边界层，这些将在以后讨论。类似地，管内湍流边界层可以分为四个区域：发展的层流、过渡层、发展的湍流层和完全发展的边界层区域，如图7.3所示。须注意的是当管长为 l 或更短时(图7.3)，只存在发展层流，忽略基于管子水利直径得出的较高的雷诺数(例如数值大于 10^4)。

对于起始点在管轴上，半径为 r_i 的圆管内的幂律流体[$\tau = -\mu(-\mathrm{d}u/\mathrm{d}r)^m$]完全发展层流流动的速度分布，给定公式为

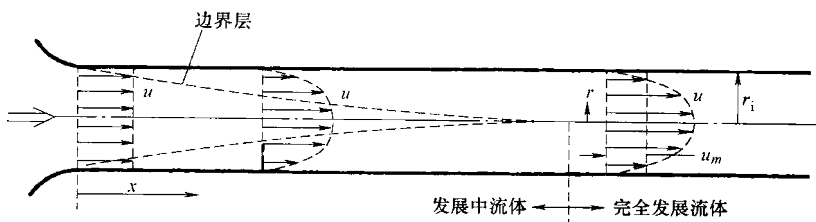


图 7.2 管内发展中的和完全发展的绝热层流流动(摘自 Shah 和 London,1978)

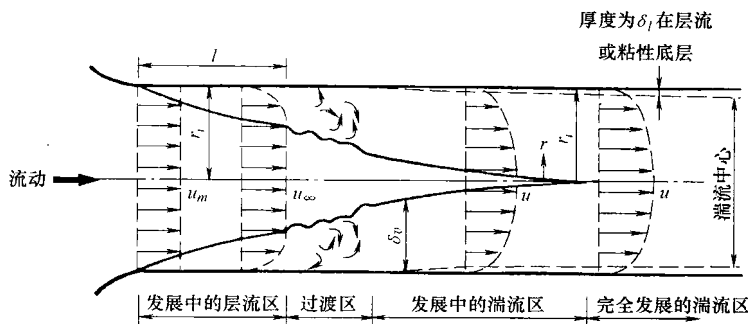


图 7.3 管内高雷诺数下($Re \geqslant 10^4$)的发展中的和完全发展的湍流流动的流动机理(摘自 Shah,1983)

$$\frac{u}{u_m}=\frac{3m+1}{m+1}\left[1-\left(\frac{r}{r_i}\right)^{\frac{m+1}{m}}\right] \tag{7.1}$$

对于牛顿流体($m=1$),式(7.1)中的速度分布由方程 $u=u_{max}[1-(r/r_{max})^2]$,$u_{max}=2u_m$ 控制,其中 u_m 代表平均速度,u_{max}代表最大流速,即中心线上的速度。

圆管中幂律流体完全发展紊流速度分布的经验公式为

$$\frac{u}{u_{max}}=\left[1-\left(\frac{r}{r_i}\right)^{\frac{1}{n}}\right] \qquad \frac{u_m}{u_{max}}=\frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \tag{7.2}$$

其中指数 n 随 Re 的变化而变化,当 Re 在 $10^4 \sim 10^6$ 范围内时,n 的取值范围在 6~10 之间(Hinze,1975;Bhatti 和 Shah,1987)。在式(7.2)中,u、u_m 和 u_{max}分别表示平均时间湍流局部速度、截面平均速度和截面最大速度。因此,Re 增大,n 增大,圆管截面大部分的速度分布曲线变得平滑,分析式(7.1)和式(7.2)可以得知在壁面附近所有的湍流速度曲线比层流速度曲线倾斜得多,从而在湍流中有很大的压降,这将在后面进行讨论。

7.1.1.2 温度边界层

当在流体和固体表面之间存在传热时,在大多数情况下,主要的温度变化发生在很靠近表面的区域内。这个区域被称为热边界层或温度边界层,图 7.4 为管

内层流流动边界层示意图。截面上的温度分布可以由积分对应边界层能量方程决定，这超出了本书的讨论范围。在任何一本高级的对流换热教科书里都有决定这些分布的解决办法(例如 Kays 和 Krawford,1993)。层流的特殊温度分布参考 Shah 和 Bhatti 的有关著作，湍流参考 Bhatti 和 Shah 的有关著作。温度边界层，有时是指表面附近液体薄膜，可以用流体和固体表壁面之间传热(或相反)的热阻来解释。通过图 7.4 中的边界层单位面积的换热量为($T_m > T_w$)

$$q''_w = -k\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} = k\,\frac{T_m - T_w}{\delta_t} \tag{7.3}$$

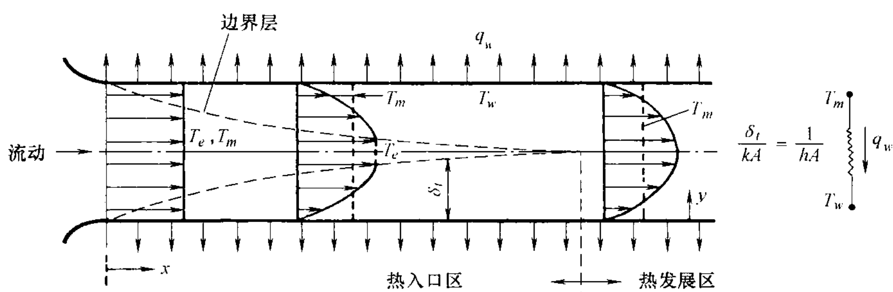


图 7.4 管内层流时热边界层的完全发展

使用膜系数[⊖]或称之为传热系数 $h = k/\delta_t$ 来代替边界层厚度 δ_t 表示热流量，其中 k 是流体热导率。热边界层越薄(较小的 δ_t)，传热系数 h 越大，膜阻力越小。管内流动时体积温度表示为 T_m(相关的定义见 7.1.4.2)，管外流动时用 T_∞ 代替，然而，在一些公布的关联式中会用其他温度代替 T_m，如 T_i，因此，读者应当核查用于 Nussel 数值估算的温度的定义。

热边界层未必与速度边界层的厚度相同。边界层厚度和增长速度取决于流体的普朗特数，将在 7.1.2.4 中进行讨论(层流)。

7.1.2 流动类型

由于换热面的多样化及质量流的范围相当广泛，在换热器中存在许多不同的流动类型。我们描述这些流动类型的目的是：①理解传热表面流体流动和传热行为；②给出这些表面发展和应用传热和压降的分析关联式；③有利于进一步增强换热，从而改进换热器性能。基于这些目的，将根据它们的特定行为划分为主要的流动类型。此种分类仅限于工业换热器中经常出现的低马赫数范围内。本节中列出的大部分资料是对 Jacobi 和 Shah 有关著作的内容的压缩。

⊖ 假设全部的热阻存在于边界层或膜中，可用膜系数。

7.1.2.1 稳态流动和非稳态流动

如果在整个流场内，速度和温度不随时间而变化，这种流动被称为稳态流动，这种流动易于建立模型和进行分析。尽管大多数换热器中遇不到真正的稳态流，但是仍然经常用到近似的稳态流动。另一方面，非稳态影响很重要。

最明显的非稳态流动的例子是速度（压力）或温度这样的边界层条件随时间而变。这种强加的非稳态流动可能由风机或泵的速度，流体或壁面温度变化而引起。然而，即使边界层条件稳定，流体也会出现不稳定现象。一个简单的例子就是流体正常流过圆柱体，起初为稳态流，但在下游出现了漩涡脱落现象，流体呈现出不稳定性。另一个例子是当流体流过锯齿形翅片时，在锯齿下游发生漩涡脱落现象（例如卡门旋涡）。这些例子都是自持不稳定流动。对于锯齿形翅片，流体经过一些锯齿后，沿流动方向产生的自持不稳定性本质上呈现周期性。这种普通几何形状的流道中，自持流动的精确的数值模型以及试验结果说明了这种几何形状还有可以改善传热的潜能（Amon 等,1982）。强制性或自持非稳态流动可以是层流或湍流，并且一般会导致流体过早地过渡到湍流。由于湍流产生的压降比非稳态层流产生的压降高，所以更希望流体是非稳态层流状态。

7.1.2.2 层流、过渡流和湍流

流体在流场中的每一点上的速度没有随机波动的流动称为层流，因此，层流流动具有很高的规律性。流体质点几乎是沿平行流线流动而不发生旋转。然而，对于二维的几何形状，在发展中的层流边界层中（图 7.1 和图 7.2），流体质点具有两个分速度 u 和 v，v 代表穿过边界层的动量和热量。层流流动中，粘性力的作用超过了惯性力。对于稳态层流流动，所有固定点的速度都是时间的常数，但是流场中不同点上的速度是不同的，对于非稳态流动，所有流场中固定点的速度都随时间而变。层流有时也指粘性或流线流动，与粘性流体、低流速、小流体通道相关。

当流体质点流动无规则时被称为湍流流动，但是很难给出湍流的简单定义。它的一些重要特性如下。

湍流在各个方向的速度都有自持的无规则的波动（u', v', w'），在湍流流动中，流体质点在尺寸不断变化、随意流动的流体微团中运动，称之为漩涡。这些无规则波动将湍流与呈周期性的自持振动层流区分开。

湍流流动有大范围尺寸分布的漩涡。管中湍流中的漩涡长度可以从几毫米增长到管径长度。这个漩涡范围是由大漩涡产生，大漩涡分裂为较小的漩涡以及最终变为小尺寸导致的。这个漩涡尺寸分布区别于湍流和层流自持非稳态——层流自持非稳态通常产生较大漩涡（有几个尺寸长度或几个管径长度），并且漩涡尺寸分布很小。

由于湍流涡流的影响，湍流流动常伴随有大范围的混合现象。当影响到壁面附近区域时，混合增强了换热和靠近表面的受流动影响的区域的壁面摩擦（表

7.1 对此进行了讨论)。

表7.1　双层湍流边界层中分子扩散和湍流混合的优势

底　层	$Pr<0.03$	$0.5\leqslant Pr\leqslant 5$	$Pr>5$
粘性底层	分子扩散	分子扩散	分子扩散和湍流混合
湍流中心	分子扩散和湍流混合	湍流混合	湍流混合

如果将一个着色流束注入到流过一个透明管的湍流流动的水中，会发现颜色扩散至整个流动区域。因此，在湍流中的主流方向横向的动量和能量都大大提高。

湍流边界层有多层特征。最简单的模型包括两个层，如图7.3所示，壁面附近区域称为粘性底层(其中分子扩散起主要作用)，层外区域称为完全发展湍流区或核心(其中湍流混合占主导地位)。然而，分子扩散和湍流混合现象都取决于流体的普朗特数，表7.1给出概括，并且将在下面进行讨论。对于液态金属，$Pr<0.03$，在完全发展湍流区域中，除了湍流混合，流体中的分子扩散和导热也起重要作用。因此，热阻分布在整个流动截面上，并且比起较高的普朗特数($Pr>0.5$)，传热系数对 Re 的依赖性减小。对于 $Pr>0.5$ 的所有流体，完全发展湍流区域中，分子扩散作用很小，湍流混合起主要作用。对于 $0<Pr<5$ 的流体，粘性底层中，分子扩散占主导地位，湍流混合作用很小。对于 $Pr>5$ 的流体，粘性底层中，湍流混合和分子扩散都很重要。因此，对于气体和一些液体流动($0.5<Pr<5$)，两层模型中通过粘性底层的分子扩散和湍流核心区域的湍流混合来划分传热。几乎对于 $Pr>0.5$ 的所有流体的湍流边界层的热阻都来源于薄粘性底层；破坏或进一步减薄底层厚度会提高传热性能，同时增大表面摩擦。

当流体 Re 位于发展中的层流或完全发展层流和湍流流动时，称流体为过渡流。在这个区域里，层流边界层局部变得不稳定，出现小的振荡。当 Re 超过一个临界值 Re_{cr} 时，有序的层流形式就过渡到混乱的湍流形式。过渡起始于管子中心区域，而不是管壁处，相对于完全发展湍流而言，在下游衰落距离较短。流体的不稳定性随 Re 的增大不断提高，一直到完全发展湍流状态。在光滑圆管中，过渡流在 $2300<Re<10000$ 范围内存在。从层流到湍流的过渡取决于入口结构，流道几何形状，表面是否连续，表面粗糙度，自然对流的影响，流体振动以及大的换热量引起的粘度的变化。噪声和圆管外壁的振动也会影响 Re_{cr}。对于板式换热器，过渡流在 $10\leqslant Re\leqslant 200$ 之间开始，这取决于波纹几何形状[⊖]。在一定条件下(例如换热器中气体的粘度随温度升高而增大)，湍流会向层流转化。这个过程认为是反向过渡或分层。

⊖ 参看7.1.2.4节给出的其他几何结构的例子。在这一节和本书中，Re 是用水力直径和平均速度定义的，除非用下标注释。

由于很难给出湍流的基本定义，所以很难划分层流和湍流也就没什么惊奇的了。实际上，在换热器复杂流道中同时存在层流、非稳态层流、过渡流和湍流。问题是要决定在何处研究流体。为了说明这个问题，考虑一典型的翅片管式换热器(图1.31a)，运行时 *Re* 为200(以正常流动到管子的水力直径计算得出)。在此流速下，翅片上发展的边界层在大部分长度上保持层流流动。这个流体应该完全发展(下面讨论)，雷诺数的大小也表明这样的管流应该是层流。然而，在第一排管子的下游，管子尾部区域，流体变成湍流，因为在尾部区域出现边界层分离，在非常低的雷诺数下就会发展到湍流(50或更小,参考 Bejan,1995)。当流体接近于下一排管子时，有利的压力梯度会增加下一排管子的流速。在有利的压力梯度的区域里，流体再次层化，在尾部出现湍流特征。因此，在翅片管式换热器中，可以限制湍流发展区域。锯齿形翅片并且在翅片下游设置百叶窗翅片时也具有类似的特性。怎样对这样的流动分类呢？毫无疑问，含有湍流区域的流动为湍流。如果不注意相关的湍流过程，就不能精确预测局部流动和局部传热。然而，局部出现湍流的流动中，整个流动区域里，湍流混合作用很小，流动呈现层流。换热器中常见的是混合流动形式。许多这类流动的特征是雷诺数湍流流动($Re<3000$)。

7.1.2.3 内部、外部、周期流动

在各种规则或不规则，逐个连接或双管连接，横截面积一定或变化如圆形、矩形、三角形、环形等管的狭窄流道中的流动称为内部流动。这种流动与压力梯度相联系。压力梯度或沿流动方向逐渐减小(有利的压力梯度)或逐渐增大(不利的压力梯度)，两种情况取决于横截面积保持不变还是增大。管内流动，边界层发展最终受到表面的限制，流体充分发展之后，边界层充满整个横截面积。

流体流过平板、圆柱、涡轮叶片等表面时，流动不受限制，称之为外部流动。外部流动中，根据表面几何形状，边界层沿流动方向将会持续发展。与内部流动不同，流体流过平板时，沿流动方向不需要相当大的压力梯度。流体流动时沿流动方向压力梯度可能是正值，也可能是负值。例如，流过圆形圆柱时，沿主流方向压力梯度既有正值，又有负值。

内部流动和外部流动的另一个区别是，在外部流动中，粘性仅在固体壁面起主要作用，离开壁面的极大空间里流体可视为潜在的无粘性流动。内部流动中，粘性影响出现在流动截面上。唯一的例外是流体在接近管道入口的在截面中心附近形成无粘性的核心，如图7.2所示。

须注意的是尽管列出了内部流动和外部流动的一些不同点，但在许多实际问题中，要确定流动是内部流动还是外部流动却非常困难。通常认为换热器中的流动是内部流动。复杂换热器流道中的流动是根据边界层对流动的影响进行分类的。图7.5是一些平板示意图。第一种情况下，图7.5a中，流道长度相对板间距而言很长，认为是内部流动。图7.5b中，流道长度相对板间距而言很短，认

为是外部流动。图7.5c所示是最简单的情况可能很难判定，通过长度衡量不易确定是内部流动还是外部流动。间距和长度很重要，但仅仅是因为它们能反映边界层对流动的影响。将边界层厚度作为长度标准会更准确。

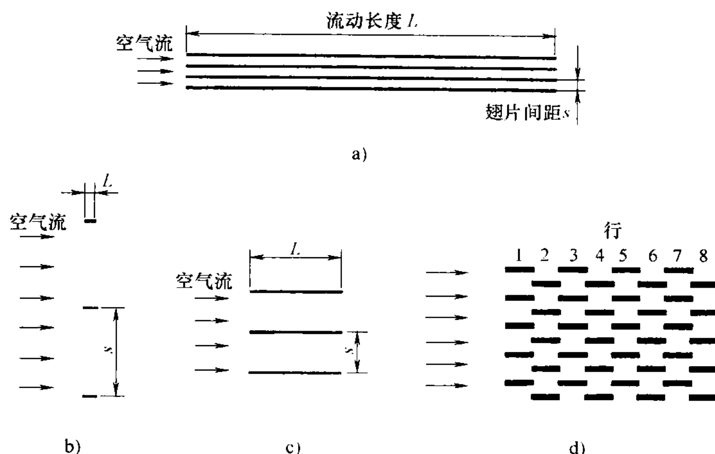


图7.5 连续和间断流道长度比的重要性(摘自Jacobi和Shah,1996)
a) 流动长度远大于板间距 b) 流道长度远小于板间距
c) 流道长度和板间距差距不大 d) 周期排列(锯齿形翅片)具有间断流道

当在相邻两板间流动时，速度和温度边界层增长。如果相邻边界层没有接触，则认为是外部流动；相反，则认为是内部流动。在相邻翅片的边界层影响流动的情况下会发生阻塞现象。也就是随着边界层增长(厚度增大)，边界层外的有效流动区域减小。根据流体的连续性，中心流速必须增大，从而建立一个所需的压力梯度(也就是,随流动长度x增加,静压降低)。有利的压力梯度减薄了边界层，相应的表面摩擦和传热增加。对于湍流，允许在不同区域出现内部流动和外部流动的组合是有用的。这种方法说明流动的发展对于划分换热器流动是内部流动还是外部流动是很重要的。然而，在进入充分发展之前，讨论周期流动是有帮助的。

图7.5d所示的最后一种情况是流动中的一列平板。这种排列是现代换热器中常见的设计方式(也就是锯齿形翅片设计)。对于这些扩展列，放弃内部流动和外部流动的观念而采用周期分类是很有用的，因为它能反映边界层条件。周期流动可能是发展的或完全发展的(7.1.2.4节讨论)。在周期流动中，表面形式重复出现，结构呈周期性，所以这种方式下的边界层条件可以规则化。对于这种几何形状，流动是否稳定是不确定的，尾部区域基本上确定是不稳定的。假设流动稳定的模型方法大概很少是有价值的，除非Re很小($Re<200$)。周期流动中经常存在自持的层流振荡，这提高了传热系数和摩擦因子(Amon等,1992)。这种

在断面重新开始内在的边界层效应的特点使得这种几何形状广泛用于换热器设备中。

7.1.2.4 完全发展流和发展流

1. 层流　管中(内部)流动中层流的四种形式是：完全发展，流体水力发展，流体热力发展(简化为热力发展与水力发展流)，同时发展(简化为热力和水力发展流)。图 7.6 对此进行了进一步的描述。

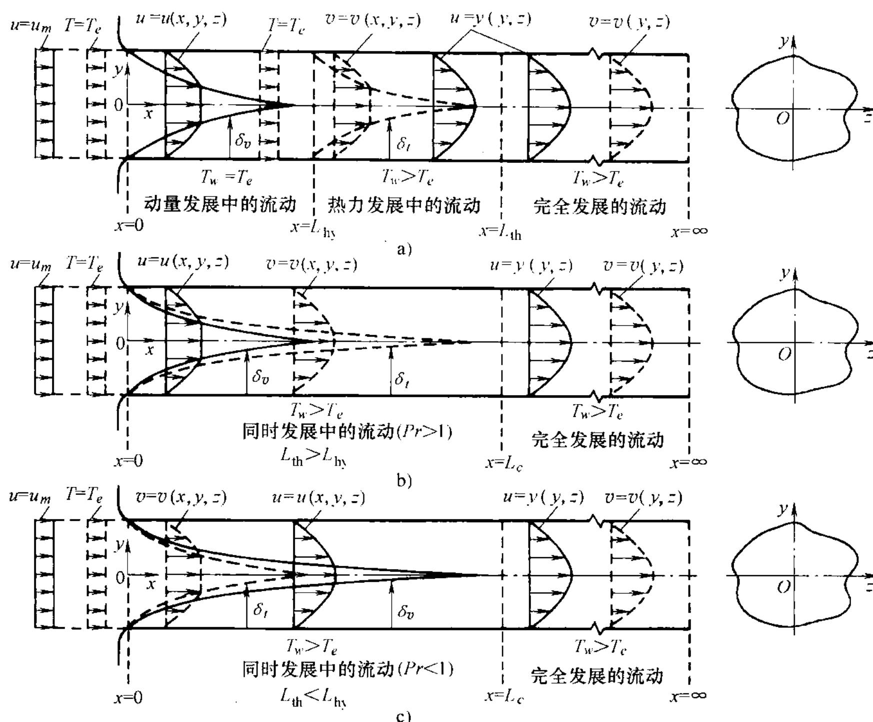


图 7.6　恒定壁温边界条件下的层流类型(摘自 Shah 和 Bhatti, 1997)

a) 先动量发展流动，继而热力发展流动，最后动量完全发展流动

b) 同时发展流动 $Pr>1$　c) 同时发展流动，$Pr<1$，

实线表示速度曲线，虚线表示温度曲线

图 7.6a 中，首先假设管壁温度与流体入口温度相同($T_w=T_e$)及流体内部没有热产生或消失。这种情况下流体不会得到和失去热量。流体为等温流，粘性的影响从 $x=0$ 开始，逐渐扩展到整个管子截面。用水力边界层厚度 δ_v 表示粘性作用正常扩散从管壁开始的扩展程度，δ_v 沿 x 坐标轴发生变化。根据普朗特的边界层理论，水力边界层将流动区域分为两个区域：管壁附近的粘性区域和管轴周围的非粘性区域。

在 $x=L_{hy}$ 处[㊀]，粘性的影响完全扩展到整个管子截面，$0 \leqslant x \leqslant L_{hy}$ 区域称为动量入口区，这个区域中的流动称为动量发展流，如图7.6a所示。动量入口区的轴向速度在三个空间坐标方向发生变化[即 $u=u(x,y,z)$]。对于动量充分发展流动，给定截面的速度分布与轴向坐标无关，仅随横向坐标而变[即 $u=u(y,z)$ 或 $u(r,\theta)$]。完全发展段的速度分布与管子入口速度类型无关。

流体进入动量完全发展段之后($x>L_{hy}$，图7.6a)，假设管壁温度高于流体入口温度(即 $T_w>T_e$)，这种情况下，从 $x=L_{hy}$ 开始，局部温度变化从管壁处逐渐扩散。用热边界层厚度 δ_t 表示热力影响正常扩散中从管壁开始的扩散程度，δ_t 也沿 x 坐标轴发生变化。δ_t 被定义为 y' 的值(从图7.6中的管壁处测量的坐标)，$(T_w-T)/(T_w-T_e)=0.99$。根据普朗特边界层理论，热边界层厚度将流动区域分为两个区域：管壁附近的热力影响区域和管轴周围的非影响区域。在 $x=L_{th}$[㊁] 处，热力影响扩展到整个管子截面。$L_{hy} \leqslant x \leqslant L_{th}$ 区域称为热力入口段，这个区域中的流动称为热力发展流。需要强调的是在图7.6a中，热力发展流已经动量充分发展。此图中，热力发展段，局部量纲为一流体温度 $\vartheta=(T_w-T)(T_w-T_e)$，在三个空间坐标方向都发生变化[即 $\vartheta=\vartheta(x,y,z)$]。

图7.6a中的 $L_{th} \leqslant x<\infty$ 段，粘性和热力影响都扩展至整个管截面。这个区域被称为完全发展段，这个区域中的流动称为完全发展流。这个区域中，尽管局部温度 T 在三个空间坐标方向发生变化，但量纲为一温度 ϑ 仅随横向坐标而变，流体体积温度 T_m 仅沿轴的长度坐标发生变化。在完全发展段中，壁面处的边界层条件决定了对流换热过程，因此温度分布实际上与入口温度和速度分布无关。

第四种流动称为同时发展流，图7.6b和图7.6c对其进行了说明。这种情况下，从 $x=0$ 处开始，粘性和热力影响从管壁同时扩展至整个管截面。两种影响的扩散速率取决于普朗特数数值。图7.6b中，$Pr>1$，$\delta_v>\delta_t$，图7.6c中，$Pr<1$，$\delta_v<\delta_t$。Pr、δ_v 和 δ_t 三者之间的关系可以由普朗特数的定义简单地推断出，普朗特数的表达式为 $Pr=\mu/\alpha$，即运动粘度与热扩散率之比。运动粘度是动量或速度扩散速率，同样，热扩散率是热或温度变化的扩散速率。$Pr>1$ 时，速度曲线的发展比温度曲线的发展快(所以 $L_{hy}>L_{th}$)。$Pr<1$ 时，速度曲线的发展比温

㊀ 水力入口长度 L_{hy} 被定义为当进入流体速度曲线稳定，流速达到充分发展段流速的99%时的管长。对于对称结构管最大速度发生在对称中心。对于等腰三角形、梯形和正弦结构管，最大速度将偏离对称轴中心(Sah and London，1978)。对于非对称结构管，没有最大速度的陈述。也有一些关于 L_{hy} 的文献给出了其他的定义。

㊁ 当流体入口温度曲线均匀时，入口长度被定义为流体的努谢尔特数达到充分发展段努谢尔特数的1.05倍的长度。在7.4.3.1节中讨论，理论上努谢尔特数是在 $x=0$ 处为无穷大，随后在充分发展段降低为一个常数。

度曲线的发展慢(所以 $L_{hy}<L_{th}$)。当 $Pr=1$ 时，粘性和热力影响以相同的速率扩散。相同的扩散速率并不能说明在管内给定的轴向位置处具有相同的速度边界层和热边界层厚度。这种表面看起来矛盾的原因在于 $Pr=1$ 时，可应用的动量和能量微分方程形式不再类似。另一方面，流过平板的外部层流流动，当 $Pr=1$ 时，动量和能量方程形式仍然相似。当动量和热量的边界层条件也类似时，对于任意 x 点，我们得到 $\delta_v=\delta_t$。

图 7.6b 和图 7.6c 中的 $0\leq x\leq L_c$ 区域被称为组合入口段，显然，组合入口段长度 L_c 取决于 Pr。$Pr>1$ 时，$L_c\approx L_{th}$，$Pr<1$ 时，$L_c\approx L_{hy}$。须注意的是在组合入口段中，轴向速度和量纲为一温度在三个空间坐标方向都发生变化[即 $u=u(x,y,z)$，$\vartheta=\vartheta(x,y)$，其中 $\vartheta=(T_w-T)(T_w-T_e)$]。$L_c\leq x<\infty$ 区域是完全发展段，类似于图 7.6a 中的部分，轴向变量 $u(y,z)$ 和 $\vartheta(y,z)$ 满足

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{x>L_{hy}}=0 \qquad \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x}\right)_{x>L_{th}}=0 \tag{7.4}$$

完全发展层流流动中，流体似乎在相对于邻接层厚度无限小的光滑层中流动。如果在管中层流流动的水中注入一种染料，此着色流束将连续流动而不会与周围流体发生混合。对于管子入口光滑的光滑圆管，流体在 $Re\leq 2300$ 获得完全发展层流时，达到或保持完全发展或发展中的层流的雷诺数值取决于管子截面几何形状、直线性、光滑度、沿流动方向的不变性和入口几何形状。在定义完管中湍流流动类型后将对其进行讨论。

2. 湍流　管中的湍流流动也可以分为四类：完全发展、水力发展、热力发展和同时发展。这种分类方法与前面小节介绍的管内层流流动的分类方法相同，然而，也有一些重要的不同点。

管内湍流流动的水力入口段和热力入口段长度比管内层流流动的对应长度短得多。对于气体，L_{th}/D 的典型值在 8 ~ 15 之间，对于液体则小于 3。因此，完全发展湍流流动和传热的结果可以用于设计计算，而不用涉及水力和热力入口段。然而，将完全发展的结果用于低普朗特数的液态金属时需要谨慎，因为这种流体即使在管内湍流流动中，入口效应也相当明显($L_{th}/D_h=5\sim30$,取决于 Re 和 Pr)。

湍流完全发展是由前面的层流边界层充分发展后经过过渡区域转变而来，如图 7.3 所示。

在圆管中，一般完全发展的湍流存在于 $Re>10000$ 的情况。对于具有急性拐角几何形状的流道，如三角形流道，$Re>10000$ 时，中心区域是湍流，而急性拐角处仍为层流。

在流道几何形状约束的作用下不断产生湍流的流体在 $Re<10000$ 时已经进入完全湍流阶段，例如百叶窗式翅片换热器和波纹板式换热器。通常，对于板式换

热器的几何形状，$Re>200$ 时为完全湍流流动(图 1.16)，对于折流板管壳式换热器的壳侧，$Re>100$ 时为完全湍流流动。

因此，流体达到完全湍流流动时的雷诺数值的大小取决于截面几何形状沿流动方向的变化、表面粗糙度和入口几何形状。

3. 周期流动 在有规律的间断的换热器表面中，如锯齿形表面，不会产生常规的完全发展湍流和层流流动[即式(7.4)中的速度梯度与 x 有关]。流体充分进入下游时，在每一锯齿翅片给定截面上的速度特性和量纲为一温度特性 $\vartheta=(T_{w,m}-T)(T_{w,m}-T_e)$ 是相同的，即

$$u(x_1,y,z)=u(x_2,y,z) \qquad \vartheta(x_1,y,z)=\vartheta(x_2,y,z) \tag{7.5}$$

其中 $x_2=x_1+l$，l 是一个周期的长度，这种条件意味着

$$Nu_x(x_1,y,z)=Nu_x(x_2,y,z) \tag{7.6}$$

通常，几何形状呈周期性时，形状重复出现 2 ~8 次，流体就成为完全湍流状态，精确的数值由几何形状和 Re 确定。

7.1.2.5 流体分离、环流和重新粘附

设置间断表面如锯齿形翅片和百叶窗式翅片的目的是破坏边界层的增长。这使得边界层减薄，传热系数提高(通常伴随着摩擦因子增加)。但间断表面经常产生流体分离、环流和流体重新粘附于表面的特征，这导致摩擦因子 f 比 j 或 Nu 增加得快。例如，流体流过一个有限厚度的前缘的情况。流体在换热器入口，新翅片的始端，锯齿或百叶窗时就会遇到这种前缘。对于大多数雷诺数值，由于流体不能绕过翅片的急性拐角(尖角)，所以发生分离，如图 7.7 所示。在前缘的下游，流体重新与翅片接触。在前缘发散后，终止于重新粘附点的流线称为分离流线(图 7.7)。位于分离流线和翅片表面之间的流体呈环流状，这个区域有时称为分离气泡或环流域。在环流域内，流速相对缓慢的流体以大型漩涡的形式流动。分离气泡和分流(沿着分离流线)之间的边界构成了一个自由剪切层。自由

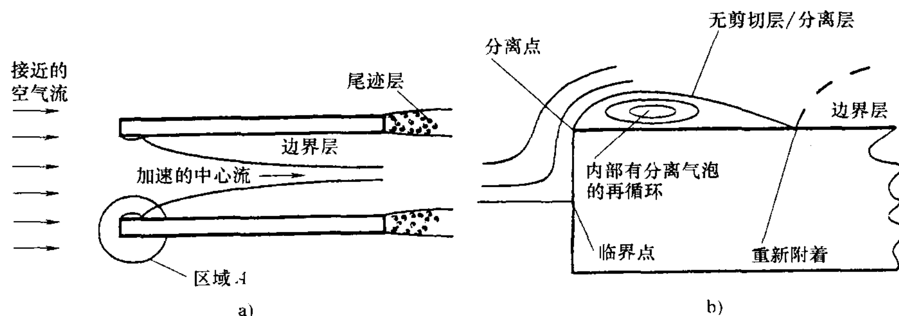


图 7.7 流体分离示意图(摘自 Jacobi 和 Shah,1996)

a) 流体流过两相邻翅片，边界层分离，重新附着及发展，自由切层和尾涡区是一样的 b) A 区域的扩大图

剪切层相当不稳定，并且在下游从分离点开始，自由剪切层中的速度波动将增大。这些波动会传播到重新粘附区域，从而提高了传热。但是由于流速较低以及环流中漩涡导致的热量隔离，与环流区接触的翅片表面的传热较低。仅当区域中产生相反的压力梯度时，边界层才会分离。压力增大降低流速，可能在表面的某一点速度梯度消失，因此，沿翅片表面上的一条曲线就是分离线。急性拐角和弯管，或其他断面设计中常见的形式会造成流体分离。如果流体分离后不重新与表面接触，就会形成尾涡区。分离气泡增大了结构阻力，因此需耗费更大的泵功率，且对传热无益。因此作为一般的准则，在表面设计中应当避免形成流体分离，这样就只需要较小的压降或泵功率了。

7.1.3 自由对流和强制对流

在对流换热里，呈现结合机制。单纯传导仅发生在壁面中或壁面附近。截面中的流体粒子通过导热来吸收或释放壁面上的热量，并沿流体流动方向被带走。这表明内部热能从一个截面传到另一个截面。流体粒子运动时，也会将热量传给邻近的负温度梯度方向。这种壁面和流体中的导热(分子扩散)及流体流动的复杂现象被称为对流换热。仅由主流体流动带来的能量传递被称为水平对流。

$$\text{对流} = \text{导热} + \text{水平对流} \tag{7.7}$$

因此，对流换热需要用到传热和液体力学的知识。仅由一些外力如重力、离心力、磁力、电力或科里奥利力引起的流体流动称为自然对流或自由对流。由一些外部力如泵、风机(吹风机或引风机)、风力或机械动力引起的流体流动称为强制对流。

7.1.4 基本定义

首先介绍一些基本的但是对换热器设计和分析起重要作用的基本概念，包括平均流速、平均温度和传热系数。

7.1.4.1 平均流速

流体平均轴向流速 u_m 的定义是关于自由流动面积 A_o 平均轴向速度的积分。

$$u_m = \frac{1}{A_o}\int_{A_o} u\mathrm{d}A \tag{7.8}$$

其中 u 是流体截面的局部速度分布。在换热器分析中，不仅要假设所有流道中的流速 u_m 均一，还需假设同一流道中速度也均一。仅在计算传热系数和摩擦因子的时候才需要考虑流道中实际的速度分布。

7.1.4.2 平均温度

外壁的平均温度 $T_{w,m}$ 和流体主流温度 T_m 在任意管截面 x 处的定义是

$$T_{w,m} = \frac{1}{P}\int_P T_w\mathrm{d}s \tag{7.9}$$

$$T_m = \frac{1}{A_o u_m}\int_{A_o} uT\mathrm{d}A \qquad (7.10)$$

其中 P 是管子周长，s 是沿管内壁周长上一点的空间坐标(有限厚度)。对于曲率一致的管子，如圆管，$T_w = T_{w,m}$。然而，对于非圆管，T_m 并不一定等于 $T_{w,m}$，而是依赖于边界层条件。

当 ρc_p 为定值时，式(7.10)中的主流温度是流动截面上的平均焓值。但是若在一个截面上为理想型流动 $u=u_m$，式(7.10)中的 T_m 是截面上积分平均值。主流温度也指混合流体平均温度，混合室、平均质量或流动平均温度。从概念上讲，T_m 就是在某一截面切断管子，将流出的流体全部收集到一个绝热容器中所测量到的温度。

7.1.4.3 传热系数

可以通过引进传热系数的概念将前面描述的复杂对流现象简化为牛顿冷却公式的比例系数。

$$q'' = h(T_w - T_m)，适用于内部流动或换热器 \qquad (7.11)$$

$$q'' = h(T_w - T_\infty)，适用于外部流动或管内用 \qquad (7.12)$$

T_∞ 代替 T_e 的发展流动

因此，传热系数 h 定量表示流体与壁面之间单位温差$(T_w - T_m)$或$(T_w - T_\infty)$下的对流热流密度 q''。因此，传热表面的复杂流动和传热现象全都归结到 h 的定义中，从而 h 与许多变量和运行条件有关。其中的有些变量和条件是：相条件(单相、冷凝、沸腾或蒸发、多相)，流动形式(层流、过渡流、湍流)，流道几何形状，流体的物性(即流体类型)，流动和热边界层条件，对流类型(自然对流或强制对流)，换热量，单独流动截面壁温的不均匀性，粘度扩散和其他一些与流体类型有关的参数和变量。因此 h 的概念仅在有限的使用范围内对于简化对流现象是有用的，但是对于广泛的对流换热问题却不能提供简单的解。在外部强制对流流动中，q''经常直接与温差 $\Delta T = (T_w - T_\infty)$ 成正比，所以此时 h 与温差无关。此外，传热系数在一些流动类型中可以接近常数。仅在这些条件下(线性问题)，式(7.11)和式(7.12)中的传热驱动潜势能和对流换热量才为线性关系。对于非线性问题，h 也依赖于 ΔT，例如自然对流(其中对于层流,对流换热量正比于 $\Delta T^{5/4}$)，或者与 q''和 ΔT 都有关，例如沸腾。在这些情况下，不便使用 h 的概念(因为此时 h 同时与 ΔT 和 q''有关,例如在层流自然对流中与 $\Delta T^{1/4}$有关)，尽管式(7.11)和式(7.12)中的定义仍然有效。

根据壁面局部点的温差 $\Delta T = T_w - T_\infty$ 的大小和热流量 q''的值，或根据截面的平均值或流动长度上的平均值，h 也将会是局部点上的值，或是截面上平均但是轴向局部分布的值或流动长度上的平均值。在图 7.4 所示的热力循环中，h 表示传导率，其中 $q'' = q_w/A$ 表示热流密度，ΔT 表示温差。h 代表换热过程中的特性，

它是流体和换热表面相互作用的性质，而不是流体的性质。也可以称为对流传导率、膜系数、表面传热系数、对流换热的单位传导，以及单位热对流传导率。在欧洲的许多文献中多用 α 表示。

在各个截面的壁温是不均匀的应用中，Moffat 等人提出了绝热传热系数的概念，定义如下：

$$q'' = h_{adiabatic}(T_w - T_{adiabatic}) \tag{7.13}$$

其中，绝热温度是换热面没有辐射和导热传热时的温度，因此它代表换热面附近流体的有效平均温度。尽管这个概念对于电动冷却设备中使用的简单几何部件非常有用(Moffat,1998)，其中 $\Delta T_{adiabatic}$ 易于确定，但是对于翅片截面上温度分布不均的复杂换热器表面却很难确定。

使用 h 的对流换热过程[式(7.11)]中，确定对流换热量时仅须知道壁面温度和主流流体温度(或自由流体温度)。但是热流量实际上与壁面的温度梯度有关。也就是，结合式(7.3)和式(7.11)，单位面积的换热率可以用传导或对流的热流量表示，具体如下(从壁面到流体之间的传热)。

$$q''_w = -k\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} = q'' = h(T_w - T_m) \tag{7.14}$$

从而得到传热系数 h 为

$$h = \frac{-k\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}}{T_w - T_m} \tag{7.15}$$

即传热系数实际上与壁面温度梯度有关。如果粘度扩散很重要，直接应用式(7.14)可能会得到一个负的传热系数。这是由于错误的估测温差引起的(即预计的温差不与壁面温度梯度成正比)。这种情况下，传热系数必须根据给定的和绝热的壁面温差来求(Burmeister,1993)。

7.2 量纲为一组

用雷诺数得出的努谢尔特数、斯坦顿数、Colburn 因子、量纲为一轴向长度 x^* 或格利茨数表示换热器表面的传热特性。用雷诺数得出的范宁摩擦因数或量纲为一轴向长度 x^+ 表示流动阻力特性。接下来介绍这些和其他的用于换热器设计及内部强制对流流动的重要特征数，表 7.2 总结了它们的定义及物理意义。

需要强调的是在所有的特征数中，为了保持一致性，任何应用都使用当量直径 D_h 作为特征长度。然而当量直径或其他特征长度并不表示一个普遍的特征尺寸。这是因为非圆形连续或间断流道中的三维边界层和尾涡区的影响与单独的长度尺寸 D_h 或一些当量尺寸没有联系。在文献中对表 7.2 中的一些量纲为一量有

许多不同的定义。读者使用具体结果之前必须注意原文献中给出的具体定义。特别是对于努谢尔特数(在定义 h 时用到了许多不同的温差)、f、Re 及其他具有不同于 D_h 特性尺寸的特征数。

表 7.2　换热器设计中用于内部强制对流流动传热和流动因子的重要特征数

特征数	定义	物理意义和释义
雷诺数	$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{GD_h}{\mu}$	流动模数，是动量变化(惯性力)与粘性力之比
范宁摩擦因子	$f = \frac{\tau_w}{\rho u_m^2/2g_c}$ $f = \Delta p^* \frac{r_h}{L} = \frac{\Delta p}{\rho u_m^2/2g_c} \times \frac{r_h}{L}$	壁面切应力与单位体积的动能之比，在传热书中经常用到
显性范宁摩擦因子 增加的压降数	$f_{app} = \Delta p^* \frac{r_h}{L}$ $K(x) = (f_{app} - f_{fd})\frac{L}{r_h}$ $K(\infty)$ = 常数，$x \to \infty$ 时	包括入口段表面摩擦和动量变化的影响(发展流) 表示入口段超过完全发展流的量纲为一压降
达西摩擦因子	$f_D = 4f = \Delta p^* \frac{D_h}{L}$	是范宁摩擦因子的4倍，常用于流体动力学
欧拉数	$Eu = \Delta p^* = \frac{\Delta p}{\rho u_m^2/2g_c}$	压力的标准化，参考式(7.22)中用于管束的另一个定义
哈根数	$Hg = \frac{\rho g_c}{\mu^2} \times D_h^3 \times \frac{\Delta p}{\Delta x}$	可以取代摩擦因子来表示量纲为一压降，在定义式中没有明显出现速度，因此避免了速度定义的模糊性
流动问题中的 量纲为一轴向距离	$x^+ = \frac{x}{D_h Re}$	量纲为一轴向距离与雷诺数之比，动量入口段的轴向距离
努谢尔特数	$Nu = \frac{h}{k/D_h} = \frac{q'' D_h}{k(T_w - T_m)}$	表面传热系数 h 与单纯分子热传导 k/D_h 之比
斯坦顿数	$St = \frac{h}{Gc_p} = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{RePe}$	对流换热(单位管子表面)与流体达到壁温时的焓变之比，与几何特征尺寸无关
Colburn 因子	$j = St\,Pr^{2/3} = \frac{Nu\,Pr^{-1/3}}{Re}$	考虑湍流中 $0.5 \leqslant Pr \leqslant 10$ 时动量变化对斯坦顿数进行的修正
普朗特数	$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$	动量扩散与热量扩散之比
贝克莱特数	$Pe = \frac{\rho c_p u_m D_h}{k} = \frac{u_m D_h}{\alpha} = RePr$	传给流体的热量(流体焓增量)与流体中的轴向传导的热量之比，Pe 的倒数表示流体轴向热传导的相对重要性

（续）

特 征 数	定 义	物理意义和释义
传热问题中的量纲为一轴向距离	$x^* = \frac{x}{D_h Pe} = \frac{x}{D_h RePr}$	描述热力入口段传热结果的轴向坐标
格利茨数	$Gz = \frac{\dot{m}c_p}{kL} = \frac{PeP}{4L} = \frac{P}{4D_h} \times \frac{1}{x^*}$ $Gz = \frac{\pi}{4x^*}$ 对于圆管	常用于化学工程文献中，当定义式中的长度为变量时与 x^* 有关
Leveque 数	$Lq = \frac{1}{2} x_f HgPr \frac{D_h}{L} = x_f fRe \frac{1}{x^*}$	常用于热力发展的内部流动的 Nu 计算，当定义式中的长度为变量时与 x^* 有关，许多间断表面的 $x_f \approx 0.5$

7.2.1 流体流动

7.2.1.1 雷诺数

内部流动的雷诺数的定义为

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{u_m D_h}{\nu} \tag{7.16}$$

对特定几何形状的管子来说，一般将其解释为一种流动特性，并与动量变化(ρu_m^2)或惯性力与粘性力$(\mu u_m/D_h)$之比成比例，其中圆括号中的数学表达式是在定截面管子中流动的例子。注意对于完全发展的内部流体，惯性力为零，动量率仍是有限的。因此，雷诺数 Re 是动量变化与粘性力之比，它是一个流动模数。多说一下，在课本中给出雷诺数是惯性力与粘性力之比的物理解释未必正确。这是由于在边界层中实际上惯性力与摩擦力是平衡的，这可以很容易地从能量方程中研究各个量的数量级进行说明。更多的讨论可以参考 Bejan 的有关著作。对于几何和运动相似的两个系统，若 Re 相等，则流体动力学也类似，而与流体无关。

7.2.1.2 摩擦因子和相关的特征数

壁面剪切力 τ_w 与单位体积内$(\rho u_m^2/2g_c)$的流体动能之比称为范宁摩擦因子。

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{\rho u_m^2}{2g_c}} \tag{7.17}$$

如果f直接根据真实的壁面切应力得出，则它仅能真实地描绘表面摩擦[㊀]这一部

㊀ 表面摩擦是流体冲刷壁面形成的流动摩擦。

分。在7.4.5节讨论的雷诺相似理论中表面摩擦与整个表面的对流换热有关。在换热器中心，根据换热器表面几何形状，可能存在形状阻力和内部收缩/扩张，f因子的试验值将它们的影响考虑在内，这时，式(7.17)中的τ_w表示壁面的有效剪切力。

层流中的摩擦因子与流道几何形状有很大关系，但在湍流中却关系不大。摩擦因子在完全发展层流流动中与雷诺数成反比，在发展层流中与$x^+ = x/(D_h Re)$有关。对于光滑管子，摩擦因子正比于Re^{-n}(湍流中$n \approx 0.20 \sim 0.25$)，湍流中摩擦因子与表面粗糙度有关。除了流道几何形状和流态，摩擦因子还与流体物性参数(ρ和μ)、相变情况(单相、冷凝和蒸发)和其他一些与流体类型相关的参数有关。

处于恒定截面几何形状中的稳态等温完全发展的流动，任意截面的动量变化率是不变的。压降由壁面摩擦引起。不考虑入口和出口损失，运用牛顿运动第二定律，压降可以表示为

$$\Delta p^* = \frac{\Delta p}{\frac{\rho u_m^2}{2g_c}} = f\frac{L}{r_h} = f\frac{4L}{D_h} \tag{7.18}$$

其中L是产生压降Δp的管长。

在发展流动中，由于恒定管子截面的任意截面中的速度曲线是变化的，所以动量变化速率是变化的。将壁面摩擦和动量变化速率的改变考虑在内的显性范宁摩擦因子，表达式为

$$\Delta p^* = \frac{\Delta p}{\frac{\rho u_m^2}{2g_c}} = f_{app}\frac{L}{r_h} = f_{fd}\frac{L}{r_h} + K(x) \tag{7.19}$$

此处的f_{fd}是完全发展流动的摩擦因子，$K(x)$是增量压降值(Shah 和 London，1978)。在管中完全发展流动的情况下，在始端总有一个入口区域(图7.2)，这种情况下，Shah 和 London 及 Shah 和 Bhatti 报道了对许多不同几何形状的管子来说，式(7.19)中的$K(x)$取最大值$K(\infty)$。然而，在长管中$K(\infty)$引起的增量压降可以忽略。

在文献中，也用到了摩擦因子其他的一些定义。因此在使用之前应当进行区分。流体力学文献中更常用的摩擦因子的定义是达希摩擦因子f_D，有时也称之为达希—威斯巴赫摩擦因子。

$$f_D = 4f \tag{7.20}$$

式(7.18)变为

$$\Delta p^* = f_D\frac{L}{D_h} \text{或} \ \Delta p^* = f_D\frac{L}{D_h} \times \frac{\rho u_m^2}{2g_c} \tag{7.21}$$

对于流过管束的流动，表面摩擦对压降的贡献可能不是主要的，并没有定义

特定长度使 Δp 正比于 L。这种几何形状下，用每一排管子的平均欧拉数 Eu 代替摩擦因子 f 来表示压降，即有

$$Eu=\frac{\Delta p}{\frac{\rho u_m^2}{2g_c}}\times\frac{1}{N_r}=\frac{\Delta p^*}{N_r} \tag{7.22}$$

对于其他的外部流动几何形状，文献中的方法是用整个管束的欧拉数消去式(7.22)中的 N_r，单排管束使用式(7.22)，或者用其他一些定义，因此，使用 Eu 时应注意它的具体定义。

另外一个办法是，以量纲为一形式表示内部流动驱动力($\Delta p/\Delta x$)时可以采用哈根数 Hg，在下面方程中的第一个等式中给出了定义(Martin,2002)。第二个等式给出了哈根数与范宁摩擦因子和欧拉数的关系。

$$Hg=\frac{\rho g_c}{\mu^2}\times D_h^3\times\frac{\Delta p}{\Delta x}=2f\cdot Re^2 \tag{7.23a}$$

$$Hg=\frac{\rho g_c}{\mu^2}\times d_o^3\times\frac{\Delta p}{N_r}=\frac{1}{2}Eu\cdot Re_d^2 \tag{7.23b}$$

其中$Re_d=\rho u_m d_o/\mu$。因此哈根数可以取代摩擦因子或欧拉数来表示量纲为一压降，它是管束内正常流动的每排管子的平均值。须注意的是在哈根数的定义中没有出现任何明确的速度，这在流体正常流过管束以及流过没有明确定义最大速度的其他外部流动几何形状时是有利的，在范宁摩擦因子的定义中却需要最大速度。因此，当将哈根数和摩擦因子或欧拉数建立关联式时[式(7.23)]，任何涉及的速度都与 f 或 Eu 和 Re 定义中的相同。

对于哈根—泊肃叶流动(圆管中完全发展层流流动)，范宁摩擦因子、达西—威斯巴赫摩擦因子和哈根数表示的表面摩擦和雷诺数的关系为

$$fRe=16\qquad f_DRe=64\qquad Hg=32Re \tag{7.24}$$

7.2.1.3 量纲为一轴向长度

动量入口段中流动方向上的量纲为一长度的定义为

$$x^+=\frac{x}{D_hRe} \tag{7.25}$$

显性摩擦因子 f_{app} 随着 x^+ 的增大而减小，并且随 $x^+\to\infty$ 逐渐接近于完全发展时的值 f。

7.2.2 传热

7.2.2.1 努谢尔特数

努谢尔特数是传热系数的一种量纲为一表达形式。对于内部流动，它的定义是表面传热系数 h 与纯分子热传导 k/D_h 之比。

$$Nu = \frac{h}{\frac{k}{D_h}} = \frac{hD_h}{k} = \frac{q''D_h}{k(T_w - T_m)} \tag{7.26}$$

在热流密度为 q'' 及温差为 ΔT 的热力循环中（如图 7.4 所示），努谢尔特数有物理意义。Nu 公式中的传热系数 h 表示对流热导率，努谢尔特数可以解释为对流换热和热传导之比。

对于外部流动或热力入口段，努谢尔特数可以用下面方程中前面两个式子中任何一个定义。

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{hD_h}{k} = -\left.\frac{\partial\vartheta^*}{\partial y^*}\right|_{y^*=0} \tag{7.27}$$

其中 $\vartheta = (T - T_w)(T_\infty - T_w)$ 和 $y^* = y/L$，或 $\vartheta = (T - T_w)(T_m - T_w)$ 和 $y^* = y/D_h$，式(7.27)中的最后一个式子可以通过式(7.15)得到。所以这种情况下，Nu 可以解释为表面处的量纲为一温度梯度。

层流中的努谢尔特数与热边界层条件和流道几何形状有很大关系，但在湍流中和这些参数关系不大。热量和动量完全发展的层流流动中，努谢尔特数是定值。对于发展中的层流温度分布，它与 $x^* = x/(D_hPe)$ 有关，对发展中的层流速度与温度分布，依赖于 x^* 和 Pr。对于完全发展湍流，努谢尔特数与 Re 和 Pr 有关。除了热边界层条件、流道几何形状和流态，努谢尔特数还与相变（单相、冷凝和蒸发）、流体物性有关，流体物性包括 Pr 以及其他一些与流动类型和对流换热类型（自然对流和强制对流）有关的变量和参数。

7.2.2.2 斯坦顿数

斯坦顿数是传热系数的另一种量纲为一表达形式，将它定义为

$$St = \frac{h}{Gc_p} = \frac{h}{\rho u_m c_p} \tag{7.28}$$

分子分母同时乘以 $(T_w - T_m)$ 之后，斯坦顿数的物理意义就显而易见了，即为对流换热（管子单位面积）与流体温度达到壁温时的热焓变化（单位流动截面）之比。

从壁面到流体之间（或相反）的单相传热与热焓变化的关系为

$$hA(T_w - T_m) = A_oGc_p(T_o - T_i) = Gc_pA_o\Delta p \tag{7.29}$$

令 $(T_w - T_m) = \Delta T_m$，则式(7.29)简化为

$$\frac{h}{Gc_p} = \frac{A_o\Delta T}{A\Delta T_m} \tag{7.30}$$

因此，斯坦顿数也可以解释为与流体中的温度变化和对流换热温差之比成正比。

作为对流换热关联式的量纲为一参数，当流体的轴向导热可以忽略时（普朗特数较大），St 要优于 Nu。因为它更便于设计者建立传热单元数 NTU。而且，用 Re 得到的 St 的过程与由 Re 形式下得到范宁摩擦因子是类似的[图 7.8

中,用修正的 St 或 Colburn 因子($=St \cdot Pr^{2/3}$)和用雷诺数得到的 f]。对于湍流流动，由于 $h \propto u_m^{0.2}$ 或 $Re^{0.2}$，所以 h 与 Re 并没有很大关系，几乎是定值。

在换热器一侧的流体中斯坦顿数也与传热单元数有直接关系。

$$St = \frac{h}{Gc_p} = \frac{hA}{\dot{m}c_p} \times \frac{A_o}{A} = ntu \frac{r_h}{L} = ntu \frac{D_h}{4L} \tag{7.31}$$

由定义给出努谢尔特数与斯坦顿数，普朗特数和雷诺数的关系式为

$$Nu = StRePr \tag{7.32}$$

因此，不考虑流道几何形状、边界层条件、流动类型等，式(7.32)总是有效。

7.2.2.3 Colburn 因子

Colburn 因子是考虑流体普朗特数变化(表示不同的流体)时修正的斯坦顿数，定义为

$$j = St\, Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu\, Pr^{-\frac{1}{3}}}{Re} \tag{7.33}$$

斯坦顿数与流体普朗特数有关，Colburn 因子 j 在 $0.5 \leqslant Pr \leqslant 10$ 从层流过渡到湍流的条件下几乎与流体流动无关。因此，给定换热器空气表面得到的 Re 形式下的 j 同样适用于特定流动条件下的水，这会在 7.4.6 节中进行讨论。注意，使用式(7.31)和式(7.33)可以得到 j 与 Ntu 的关系如下。

$$j = ntu \frac{r_h}{L} Pr^{\frac{2}{3}} \tag{7.34}$$

7.2.2.4 普朗特数

普朗特数定义为流体动量扩散与热量扩散之比。

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \tag{7.35}$$

普朗特数仅是一个流体特性的模数。对于几种流体它的变化范围如下：液态金属，0.001 ~ 0.03；气体，0.2 ~ 1；水，1 ~ 13；轻质有机液体，5 ~ 50；油，$50 \sim 10^5$，甘油，$2000 \sim 10^5$。

7.2.2.5 佩克莱特数

佩克莱特数的定义为

$$Pe = \frac{\rho c_p u_m D_h}{k} = \frac{u_m D_h}{\alpha} \tag{7.36}$$

式(7.36)中第一个等式的分子和分母都乘上轴向主流温度梯度($\mathrm{d}T_m/\mathrm{d}x$)，形式如下：

$$Pe = D_h \frac{\dot{m}c_p(\mathrm{d}T_m/\mathrm{d}x)}{kA_o(\mathrm{d}T_m/\mathrm{d}x)} \tag{7.37}$$

因此佩克莱特数表示传到流体的热能(流体焓变)与流体中轴向导热之比。佩克

莱特数的倒数表示了轴向热传导的相对重要性。由于 Pr 值很低($Pr \leqslant 0.03$)，所以佩克莱特数 Pe 在液态金属换热器中是一个重要值。所有流体的纵向热传导在 $Pe > 10$ 以及 $x^* > 0.005$ 时可忽略不计(Shah 和 London,1978)。根据式(7.16)和式(7.35)，式(7.36)可以变形为

$$Pe = Re \cdot Pr \tag{7.38}$$

7.2.2.6 量纲为一轴向长度、格利茨数和 Leveque 数

热力入口段流动方向上传热的量纲为一长度 x^* 和格利茨数 Gz 的定义为

$$x^* = \frac{x}{D_h \cdot Pe} = \frac{x}{D_h \cdot Re \cdot Pr} \qquad Gz = \frac{\dot{m}c_p}{kL} = \frac{Pe \cdot P}{4L} = \frac{Re \cdot Pr \cdot P}{4L} \tag{7.39}$$

格利茨数的定义经常用于化学工程资料中。如果格利茨数表达式中的 L 视为一个长度变量，则 x^* 与 Gz 的关系为

$$x^* = \frac{P}{4D_h} \times \frac{1}{Gz} \tag{7.40}$$

对于圆管，式子可以简化为 $x^* = \pi/4Gz$，因此，对于受热力入口段影响的层流流动，格利茨数的倒数与量纲为一轴向长度成正比。

Leveque 获得了对长度为 L 的圆管中完全发展层流速度特性的发展中的热边界层的解，温度边界层条件下，平均努谢尔特数是 $Nu = 1.615(x^*)^{-1/3} = 1.615(RePrD_h/L)^{1/3}$。因为圆管中 $fRe = 16$，所以对于其他流道，可以在 Leveque 解的圆括号内乘上 $fRe/16$ 归纳得 $Nu = 0.641(fRe^2 \cdot Pr \cdot D_h/L)^{1/3} = 0.404(f_D \cdot Re^2 \cdot Pr \cdot D_h/L)^{1/3} = 0.404(2Hg \cdot Pr \cdot D_h/L)^{1/3}$。因为许多换热器表面有发展中的速度和温度分布，所以 Martin 建议对于波纹板片、管束、交叉杆和填料层中的层流和湍流仅使用上面方程中的表面摩擦因子 f 和 f_D 的等式。Martin 提及的努谢尔特数表达式为广义 Leveque 方程，括号中的部分称为 Leveque 数 Lq，它经过微小修改后的形式如下：

$$Lq = \frac{1}{2}x_f \cdot Hg \cdot Pr\frac{D_h}{L} = x_f f \cdot Re^2 \cdot Pr\frac{D_h}{L} \tag{7.41}$$

其中 x_f 是显性摩擦因子占对应表面摩擦因子的比例，在7.4.5节末尾有注解，$j/f = 0.25$；因此，对于许多间断流动几何形状，$x_f \approx 0.5$。

7.2.3 量纲为一表面特性函数

因为换热器表面(特别是紧凑式换热器)的大部分基本数据都由试验得到(因为目前的计算流体方法和建模不能精确分析三维真实表面)，所以这些表面的量纲为一传热和压降特性以 j 和 f 作为 Re 函数的形式给出。作为一个例子，图7.8所示是空气在长圆管中流动时的基本传热和流动阻力特性。图中显示了三种流态：层流、过渡流和湍流。这是在连续流道如长圆管、三角管或其他一些非圆形

管子中完全发展流动的特性。一般，紧凑间断表面在过渡段（Re 为 1500 ~ 10000）没有尖角，如同圆管样。可以看到 j 和 f 的曲线几乎是平行的，但是 Nu 和 f 的曲线没有这样的平行关系。j 和 f 的平行特性有助于：①识别具体表面的错误数据，期望是平行行为但是测试结果给出不同的结果（参考图 7.11 及相关讨论）；②识别具体流动现象，其中摩擦特性与传热特性是不同的（例如对于湍流中的多间断翅片，粗糙表面流动计算摩擦，光滑表面流动计算传热）；③当 j 通过一些预测方法已知时，可以预测间断表面（形状阻力作用非常大）的 f 因子。应该记住在给定流体情况下，根据 j 的定义 $j = Nupr^{-1/3}/Re$，用 Re 得到的 j 曲线很易转化为 Re 得到的 Nu 曲线，反之亦然。由于 j、f 和 Re 都是量纲为一的，所以测试数据可以适用于任何当量直径的表面，要求是完全几何相似。

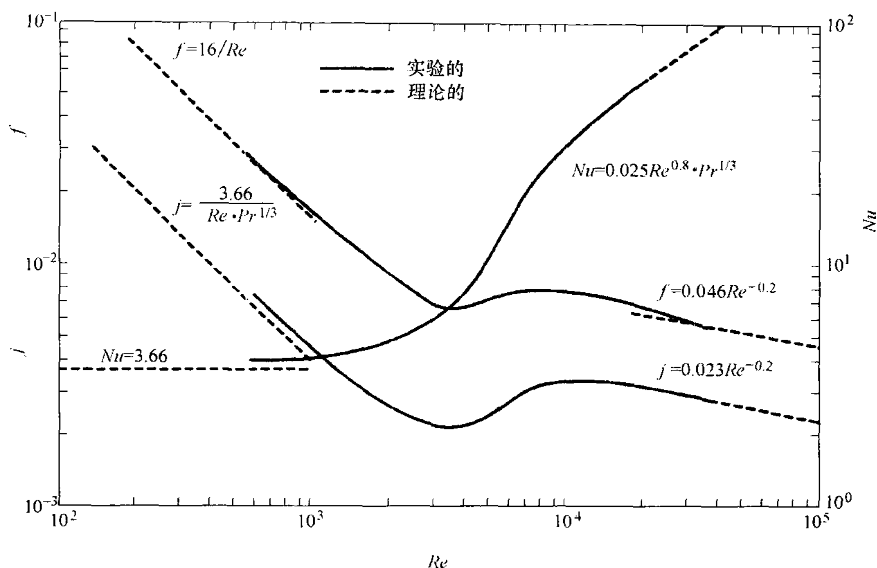


图 7.8 空气流过长圆管时的基本传热和流动阻力特性（摘自 Shah，1981）

7.3 表面特性实验方法

大部分传热面的表面基本特性都由试验得到。稳态技术是建立回热器（非蓄热式）表面特性 Re 和 j 函数关系的最常用的测试方法之一。根据测试流体是气体（空气）还是液体可以采用不同的采集与数据处理的方法。Kays 和 London 研究了气体（也适用于油类）的稳态测试技术，其中，测试的流体具有可控热阻。当测试流体是液体（如水）时，经常采用 Wilson 绘图法（Wilson，1915）以及对它的修正（Shah，1990）来测量表面传热特性，其中流体热阻不可控制。暂态测试法一般用

于建立矩阵形式的或高单元数的表面的用雷诺数表达的 Colburn 因子。暂态法可以通过改变一个步骤、周期或自由升降来改变流体入口温度。不管有无传热，稳态流体流速下，范宁摩擦因子的确定可以不考虑中心结构和传热的测试方法。Lestina 和 Bell 给出了工业换热器热力性能测试方法的详细介绍。

7.3.1 Kays 和 London 的稳态法

测试中通常使用交叉流换热器。在一侧(已知侧)采用j已知的表面，这一侧的流体具有大的热容量。换热器的另一侧(未知侧)表面的j需要确定。流过这一侧的流体最好采用专门用于未知侧表面的流体。经常，空气用于未知侧，而蒸汽、热水、冷却水或油(导致hA的值较高)用于已知侧。在下面的小节中，我们将介绍测试设定、试验方法、数据处理方法和测试核心设计。温度测量的不准确性可能导致方法变得不准确，因此，一般不适用于内部NTU大于3或小于0.5的情况。

7.3.1.1 测试装置和试验过程

一般地，未知侧的测试装置包含了下面几个基本组成：①测试面；②流体测定装置，如管口、孔或者转子流量计；③流体抽运装置，如鼓风机、泵或高压水供给装置；④温度测定装置，如热电偶或电阻温度计；⑤压力测定装置，如压力计或温度传感器，类似的装置也用在已知侧。作为一个例子，图7.9是斯坦福大学 Kays 和 London 使用的测试平台空气侧的示意图。

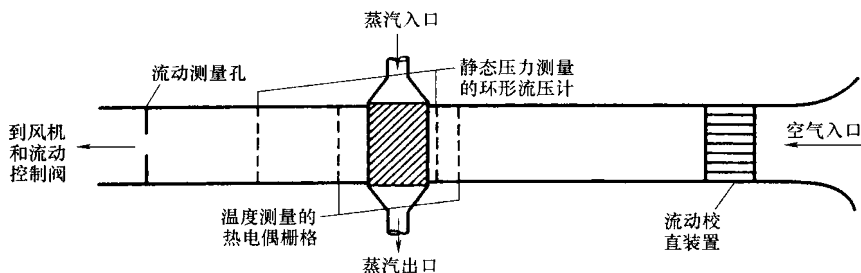


图7.9　蒸汽—空气稳态传热测试设备的示意图(摘自 Shah,1985)

试验中，换热器两侧流体的流速预先给定常数值。一旦达到稳态，就可以测量两侧流体测试部位上游和下游的流体温度了。上游的压力和未知侧中心的压降也被记录，用来确定热摩擦因子[⊖]。改变未知侧的流速重复进行测试，使其涵盖期望的用于j和f公式中的Re的范围。为了保证数据的准确性，热流体中的焓降(如蒸汽或水)与冷流体中的焓增(如空气)之差应保持在±3%以下；还有，对于一侧为冷凝蒸汽，热容量比$C^*=0$；如果C_{max}侧使用液体来保持C_{min}侧成为控制

⊖ 在热传递试验中，由压差的测量决定的摩擦因子定义为热摩擦因子。

热阻侧，则 C^* 应始终低于0.2。

7.3.1.2 理论分析和测试数据处理

现在以对冷凝蒸汽—空气的测试为例来说明空气侧的膜系数 h，Colburn 因子 j 和雷诺数 Re 的确定。如果已知侧是水或其他流体，则下面的计算需要修正，下面会讨论。

图7.10a 所示是两侧流体在中心的温度分布。通常，从中心入口进入的是轻微过热蒸汽，从而保证蒸汽是干燥的。而且，过热度对数据处理的有限的影响可以忽略。蒸汽温度取对应于中心平均饱和压力下的温度。

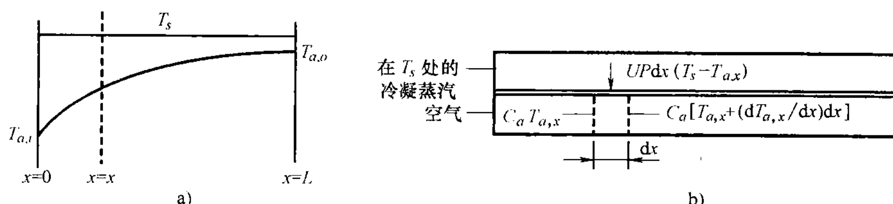


图7.10 蒸汽—空气测试示意图

a）蒸汽—空气测试核心的温度分布 b）控制容积内的能量平衡

如图7.10b 所示，换热器中心空气通道中控制 x 和 $x+\mathrm{d}x$ 之间的体积的能量平衡方程可以写成如下形式：

$$C_aT_{a,x}+UP\mathrm{d}x(T_s-T_{a,x})-C_a\left(T_{a,x}+\frac{\mathrm{d}T_{a,x}}{\mathrm{d}x}\mathrm{d}x\right)=0 \tag{7.42}$$

因此有

$$UP\mathrm{d}x(T_s-T_{a,x})=C_a\mathrm{d}T_{a,x}\rightarrow\frac{\mathrm{d}T_{a,x}}{T_s-T_{a,x}}=\frac{U\mathrm{d}A}{C_a} \tag{7.43}$$

式中，$C_a=(\dot{m}c_p)_a$ 是空气热容量（冷却流体）；$P\mathrm{d}x=\mathrm{d}A$，下标 a 和 s 分别表示空气和蒸汽。

认为整个通道内的局部总传热系数 U 是一致的（即 $U=U_m$），对式(7.43)进行积分得

$$\frac{T_s-T_{a,o}}{T_s-T_{a,i}}=\mathrm{e}^{-NTU}=1-\varepsilon \tag{7.44}$$

其中 $NTU=UA/C_a$，式(7.44)右侧第二个式子表示换热器无效性$(1-\varepsilon)$，因为一侧流体使用冷凝蒸汽，可直接由 $\varepsilon[(T_{a,o}-T_{a,i})/(T_s-T_{a,i})]$ 的定义或 $C^*=C_{\min}/C_{\max}$ 时的式(3.84)得到，然后由式(7.44)计算 NTU。

如果用热水、冷却水或一些油类来代替蒸汽使用在已知侧，则交叉流测试中心将会有一个有限值 C^*（$C^*\leqslant0.2$）。这种情况下，图7.10a 中的热流体温度不再恒定不变，对能量方程的积分得到适当的 ε—NTU 关联式，不同于式(7.44)。

表 3.6 中给出了这些关联式，如非混合—非混合交叉流换热器方程是(Ⅱ.1)，混合—非混合交叉流换热器方程是(Ⅱ.2)或(Ⅱ.3)。这种情况下，必须根据相关的表达式，使用迭代法(经常)或直接(很少)由 ε—NTU 关联式得到 NTU 的值。当 $C^* \neq 0$ 时，热容量由测量的两侧流体的质量流量和流体平均温度下的比热容来确定。在已知侧，流体参数根据算术平均温度 T_s 来求取。在未知侧，流体参数(c_p, μ, Pr, ρ)根据对数平均温差来求取。

$$T_{a,lm} = T_s - \Delta T_{lm} \tag{7.45}$$

其中

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{a,i}) - (T_s - T_{a,o})}{\ln\left(\dfrac{T_s - T_{a,i}}{T_s - T_{a,o}}\right)} \tag{7.46}$$

总传热系数 U_a 由空气侧的总表面积 A_a 和 NTU 得到，即 $U_a = NTU * C_a/A_a$。U_a 的倒数，即总热阻，由三部分构成：①空气侧热阻，包括空气侧扩展面效率；②壁面热阻；③蒸汽侧热阻，包括蒸汽侧扩展面效率。

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{\eta_{o,a} h_a} + \frac{A_a}{A_w} \times \frac{\delta_w}{k_w} + \frac{A_a}{\eta_{o,s} A_s h_s} \tag{7.47}$$

那么有

$$h_a = \frac{1}{\eta_{o,a}}\left(\frac{1}{U_a} - \frac{A_a}{A_w} \times \frac{\delta_w}{k_w} - \frac{A_a}{\eta_{o,s} A_s h_s}\right)^{-1} \tag{7.48}$$

通常测试中心是新的，两侧不存在污垢或水垢热阻，所以式(7.47)中没有考虑这些热阻。壁面热阻是常数，对每个测试中心要分别计算。蒸汽侧(若用液体则为液体侧)的传热系数 h_a 也必须在每个测试中心分别计算。然而，虽然蒸汽侧的热阻不易确定，但是蒸汽侧(或液体侧)的热阻仅占总热阻的一小部分，所以进行合理的估测就足够了。

式(7.48)中的 $\eta_{o,a}$ 是空气侧扩展面效率(4.3.4 节)，它与扩展面的翅片效率之间的关系为

$$\eta_{o,a} = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \tag{7.49}$$

表 4.5 中给出了各种几何形状的翅片效率 η_f。对于许多板翅式表面，应用等截面直翅片得到扩展面效率的近似表达式[见式(4.146)]，在那种情况下有

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \tag{7.50}$$

其中，$m^2 = 2h/k_f\delta$，l 为翅片根部到中心的长度(如图 4.15 所示)。一旦扩展面的几何形状和面积确定，就可以对式(7.48)～式(7.50)进行迭代计算，从而得到 h 和 η_o。例如，假设 $\eta_{o,a} = 1$，由式(7.48)计算 h_a 的值，然后由式(7.50)计算 η_f，由

式(7.49)计算 $\eta_{o,a}$。用这个新值 h_a，用式(7.50)计算 η_f，及用式(7.49)计算 $\eta_{o,a}$，因此从式(7.48)又会得下一个 h_a 值。重复这种迭代计算，直到达到要求的收敛精度。也可以应用式(7.50)和式(7.49)给扩展表面作图、列表，或作 $\eta_o h—h$ 的拟合曲线，由式(7.48)和式(7.47)得到 $\eta_{o,a}$和 h_a 之后就可以计算 h_a 的值了。

然后根据斯坦顿数 St 和 Colburn 因子 j 的定义，用已得到的传热系数 h、中心质量流速 G、空气—水蒸汽的混合比热容 c_p 和普朗特数 Pr 来计算它们。

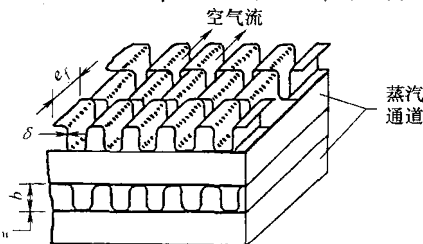
$$St = \frac{h}{Gc_p} \qquad j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \tag{7.51}$$

根据雷诺数的公式计算未知侧测试点的 Re 值。

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \tag{7.52}$$

其中 $G=\dot{m}/A_o$ 是中心质量流速，$D_h=4A_o/P$ 是当量直径，μ 是式(7.45)中的温度下的未知侧流体的动力粘度。

例 7.1 本例题目的是通过稳态法测试空气侧[1]，确定 Colburn 因子 j 和雷诺数 Re。测试单元是交叉流换热器，其中蒸汽在已知侧冷凝，空气在未知侧流动。空气侧设置平直翅片扩展面，如图例 7.1 所示。



图例 7.1 平直翅片扩展面示意图

中心空气侧几何参数为

$D_h = 0.00121\text{m}$ $\qquad$ $\sigma = 0.3067(K_c = 0.37, K_e = 0.48)$

$\dfrac{r_h}{L} = 0.005688$ $\qquad$ $\delta = 0.102\text{mm}$

$A_{f,a} = 1.799\text{m}^2$ $\qquad$ $l_s = 20819\text{mm}$

$A_a = 2.830\text{m}^2$ $\qquad$ $l = 0.851\text{mm}\left(l = \dfrac{b}{2} - \delta\right)$

$A_{o,a} = 0.0161\text{m}^2$ $\qquad$ $b = 1.905\text{m}$

$\delta_w = 0.406\text{mm}$ $\qquad$ $\dfrac{A_a\delta_w}{A_w k_w} = 5.68\times10^{-5}\text{m}^2\cdot\text{K/W}$

测试点的记录数据为[2]

空气质量流量$\dot{m}_a = 0.274\text{kg/s}$ $\qquad$ 空气入口温度 $T_{a,o} = 23.05℃$

---

[1] 该问题的数据通过 London 和 Shah 曾做过的试验测试过。

[2] 试验入口和出口的空气温度分别由 9 个和 27 个热电偶测定的平均温度确定；热电偶的精确度为 ±0.028K(源于美国国家标准局)。

空气入口压力 $p_i = 101.60\text{kPa}$　　空气出口温度 $T_{a,o} = 101.60℃$

气侧压降 $\Delta p = 1.493\text{kPa}$　　凝结蒸汽温度 $T_s = 107.87℃$

空气侧的对数平均温差是77.71℃。此温度下的空气参数为：湿空气下，$c_p = 1.0166\text{kJ/(kg·K)}$，$Pr = 0.697$，$\mu = 2.0822 \times 10^{-5}\text{Pa·s}$。确定此测试点的 Re 和 j。蒸汽侧热阻为零。翅片材料是铝，$k_f = 192.1\text{W/(m·K)}$。

求解：

问题数据和简述：给出了测试中心几何形状的说明，测试点的入口压力，空气压降，交叉流测试单元的温度给定，同时已知空气作为测试流体，蒸汽作为已知流体在另一侧。图例7.1是测试中心的一小部分区域。

确定：测试点的雷诺数 Re 和 j 因子。

假设：流体参数恒定不变，蒸汽侧热阻为零，两侧都没有污垢。

分析：首先，应用式(7.46)和式(7.45)计算空气的对数平均温差。

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{a,i}) - (T_s - T_{a,o})}{\ln\left(\dfrac{T_s - T_{a,i}}{T_s - T_{a,o}}\right)}$$

$$= \frac{(107.87℃ - 23.05℃) - (107.87℃ - 101.60℃)}{\ln\left(\dfrac{107.87℃ - 23.05℃}{107.87℃ - 101.60℃}\right)} = 30.16℃$$

因此得出

$$T_{a,lm} = T_s - \Delta T_{lm} = 107.87℃ - 30.16℃ = 77.71℃$$

计算完流体质量流速 G，然后让我们从雷诺数的定义计算空气侧雷诺数。

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A_{o,a}} = \frac{0.274\text{kg/s}}{0.0161\text{m}^2} = 17.019\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{17.019\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)} \times 0.00121\text{m}}{2.0822 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}} = 989$$

要确定 j 因子，首先计算 ε。由于空气侧为 $C_{\min}$ 侧，则有

$$\varepsilon = \frac{T_{a,o} - T_{a,i}}{T_s - T_{a,i}} = \frac{101.60℃ - 23.05℃}{107.87℃ - 23.05℃} = 0.9261$$

因此

$$1 - \varepsilon = 0.0739$$

根据方程(7.44)得到：

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) = -\ln(0.0739) = 2.605$$

因此

$$U_a = \frac{NTUC_{\min}}{A_a} = \frac{(\dot{m}c_p)_a}{A_a} = \frac{2.650 \times [0.274\text{kg/s} \times 1.0166 \times 10^{-3}\text{kJ/(kg}\cdot\text{k)}]}{2.830}$$

$$= 256.38\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

由于蒸汽侧热阻为零，从式(7.48)得空气侧的传热系数 h 为

$$h_a = \frac{1}{\eta_{o,a}\left(\frac{1}{U_a} - \frac{A_a\delta_w}{A_w k_w}\right)} \tag{7.53}$$

我们需要知道 $\eta_{o,a}$才能确定 h_a。对已知的 η_f，就可以通过式(7.49)计算出 $\eta_{o,a}$，依次与 h 有关。因此，我们需要迭代计算 h_a。假设 $\eta_{o,a}=1.00$，由式(7.53)有

$$h_a = \frac{1}{1\times[1\times 256.38\mathrm{W/(m^2\cdot K)} - 5.68\times10^{-5}\mathrm{m^2\cdot K/W}]} = 260.16\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

由式(4.146)结合式(4.147)中的 m 得到的偏置条形翅片的翅片效率为

$$m = \left[\frac{2h_a}{k_f\delta}\left(1+\frac{\delta}{l_s}\right)\right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2\times260.16\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}{192.1\mathrm{W/(m\cdot K)}\times0.102\times10^{-3}\mathrm{m}}\left(1+\frac{0.102\mathrm{mm}}{2.891\mathrm{mm}}\right)\right]^{0.5}$$
$$= 165.881\mathrm{m^{-1}}$$

$$ml = 165.88\mathrm{m^{-1}}\times0.851\times10^{-3}\mathrm{m} = 0.1412$$

$$\eta_f = \frac{\tanh\ (0.1412)}{0.1412} = 0.993$$

$$\eta_{o,a} = 1 - \frac{(1-\eta_f)A_{f,a}}{A_a} = 1 - \frac{(1-0.993)\times1.799\mathrm{m^2}}{2.830\mathrm{m^2}} = 0.996 \tag{7.54}$$

因此，将 $\eta_{o,a}=0.996$ 代入式(7.53)以及用式(7.54)中其他的项，得到的 h_a 的精修值为

$$h_a = \frac{260.16}{\eta_{o,a}}\mathrm{W/(m^2\cdot K)} = \frac{260.16}{0.996}\mathrm{W/(m^2\cdot K)} = 261.21\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

使用这个 h_a 的值重新计算 $\eta_{o,a}$和 η_f 的值为

$$\eta_f = 0.993 \qquad \eta_{o,a} = 0.996$$

因此，须再进行一遍 $\eta_{o,a}$和 h_a 的迭代计算。最后得到 Colburn 因子的值为

$$j = StPr^{\frac{2}{3}} = \frac{h}{Gc_p}Pr^{\frac{2}{3}}$$
$$= \frac{261.21\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}{17.019\mathrm{kg/(m^2\cdot s)}\times1.0116\times10^3\mathrm{J/(kg\cdot K)}}\times(0.697)^{\frac{2}{3}} = 0.01187$$

讨论和注释：这个例题说明了换热器表面在两种流体热阻是主要影响因素的情况下，得到 j 因子的方法。此方法直截了当。若用热水或冷却水代替蒸汽时，需要改变计算步骤。放弃式(7.44)$C^*=0$ 时的 ε—NTU 关联式，而是取表3.6中合适的 ε—NTU 公式[如方程(Ⅱ.1)]。在那种情况下，NTU 隐含在公式中，应当用已知的 ε 和 C^* 进行迭代求解。水侧的热阻是有限的，在式(7.48)中应使用空气侧的 h 值。如果测试中心不是新的，则须考虑水侧的污垢。

7.3.1.3 测试中心设计

设计测试中心时应有两个基本考虑，以降低 j 因子的试验不准确性：①合适的壁面和两种流体的热阻值；②合适的 NTU 范围。

通过式(7.47)等号两侧同时乘以 $1/A_a$ 求换热器中的热阻。为了降低在确定未知侧热阻时的不准确性(总传热热阻已知为 $1/UA$),在设计时,换热器壁面和已知侧的热阻值要尽可能小。当换热器一侧流体是空气时,通常忽略壁面热阻值。当使用厚度较薄但导热效果好的材料时,壁面热阻会进一步减小。在已知侧,可以使用高流速液体(热水或冷水)来减小热阻,或者使用冷凝蒸汽达到高的 h 值,也可以采用扩展面。因此,稳态测试中热边界条件一般是取得接近一致的壁面温度条件。

根据换热器的效率,*NTU* 的测试范围限定在 0.5 ~ 3 之间或换热器效率在 40%~90%之间。为了说明这个限定范围以及指出存在的问题,考虑未知侧的测试流体是在测试区被加热的冷空气,并且已知侧的流体是热水(用热水代替蒸汽,并且为了避免气泡其方向与图 7.9 中蒸汽的流向相反)的换热问题。给定测试中心时,低速空气流动的值会得到高的 *NTU* 值。温度和质量流量的测量在低速空气流动时变得更加不准确,并且低速空气流动下随着空气质量流量的降低,热量的不平衡性[$(q_w - q_a)/q_a$]急剧增加。这一节中的下标 w 和 a 分别表示水侧和空气侧。现在,有两种不同的方法可以计算换热器效率。

$$\varepsilon = \frac{q_a}{C_a(T_{w,i} - T_{a,i})} \quad 或 \quad \varepsilon = \frac{q_w}{C_a(T_{w,i} - T_{a,i})} \tag{7.55}$$

理想情况下,$q_w = q_a$,式(7.55)中的两个式子肯定有相同解。然而,实际上前面已经强调过,$q_w \neq q_a$。所以低速空气流动中,ε 有很大的变化,依赖于是否是基于 q_a 或 q_w 求得的。由于高 ε(高 *NTU*)下的 ε—*NTU* 曲线非常平坦,因此 *NTU* 结果有很大的误差,h 和 j 也发生相同情况。j—*Re* 曲线随着 *Re* 的减小一直下降,如图 7.11 中的虚线所示,这种现象被称为 j 偏离。导致 j 偏离的原因是在温度和空气质量流量的测量中出现的误差。

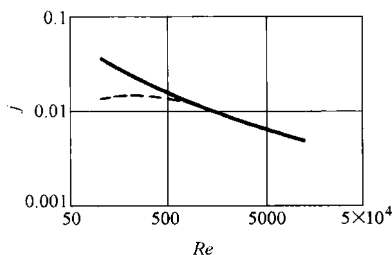


图 7.11 低空气流速时换热器表面 j—*Re* 曲线的 Rollover 现象(摘自 Shah,1985)

注:虚线表示 Rollover 现象,实线表示准确曲线

1)热电偶测量的是连接点的温度,而不测量点周围的温度,因此,由于沿热电偶丝的热传导,测量的测试中心下游的空气温度 $T_{a,o}$ 可能太低。在低速空气流动下,这种形式和其他形式的与热电偶连接点和电阻温度计有关的热量损失导致传热系数很低。由于空气温度较低,所以这种热传导对上游的温度测量影响不大。然而,因为管壁中存在热传导,热中心和热壁产生的辐射效应,导致上游测量的温度 $T_{a,i}$ 可以很高。因为管壁温度与空气出口温度大致相同,所以在下游可以忽略这种辐射作用,前面提到的这两种误差($T_{a,o}$ 和 $T_{a,i}$)会降低 q_a 的计算值。

2）空气流速低，对测试中心上游和下游的垂直方向上的温度分层是个问题，因此，要得到真实的主流（体积）温度 $T_{a,i}$和 $T_{a,o}$就很困难。

3）水侧的温降一般很小，所以需要非常精确的仪器来测量 ΔT_w，水流速度应当从一个较高的值逐渐减低，从而保证 ΔT_w 的值足够大到有精确的测量值。还必须保证在测量 ΔT_w 之前水在中心出口处有很好的混合。

4）在测试中心和空气质量流量测量点之间会发生一些小泄露。尽管这些泄漏量很少，几乎与质量流量无关，但还是反映了在低空气流速下测量的流量 $\dot{m}_a$ 的增加部分。在测试之前，在最低空气流速下进行泄露测试，从而保证过程中的空气泄露量可以忽略。

5）在具有良好绝热的测试中，对周围环境的热损失一般很小。然而它们在低空气流速下的测试中占传热量较大比例，对这些热损失进行合适的校准是有必要的。

6）对于一些测试表面，测试壁面中的纵向热传导很重要，因此，在数据处理时必须考虑。

前面五个因素导致随着空气质量流量的降低，热量的不平衡性$[(q_w - q_a)/q_a]$急剧增加。为了减小或消除 j 因子的偏离，数据必须根据 $q_{ave} = (q_w + q_a)/2$ 进行处理，如果可能，将中心流动长度减至一半（即减小 NTU）然后重新测试。

当给定 $\Delta T_o(T_s - T_{a,o}$或 $T_{w,o} - T_{a,o})$的不确定度时，稳态测试中（$C^* \approx 0$ 的情况）j 因子的不确定度为

$$\frac{d(j)}{j} = -\frac{d(\Delta T_o)}{\Delta T_{max}} \times \frac{ntu_a}{NTU} \times \frac{e^{NTU}}{NTU} \tag{7.56}$$

此处的 $\Delta T_{max} = T_{w,i} - T_{a,i}$。通常，大多数测试 j 的数据中 $NTU_a/NTU \leq 1.1$。因此，高 $NTU(NTU>3)$和低 $NTU(NTU<0.5)$下，出口温差的测量误差[即 $d(\Delta T_o)$]通过上面的关联式放大了 j 的误差。高 NTU 时是由分子中 ΔT_o 的误差和上面讨论的误差，以及在分子上 e^{NTU}的误差引起。低 NTU 时 j 的误差也很大，这可以从式(7.56)中看出（NTU^2 在分母中），因此要得到准确的 j 值，需要准确的设计测试中心。

除了前面所说的几种测量误差，如果测试中心设计不合适，给定的表面也会带来 j 误差。问题所处区域是翅片和主表面之间的弱的热结合，水（蒸汽）侧或空气侧存在阻塞（主流分布不均），空气侧流道和流道不一致（或不均匀）。这些因素在不同的雷诺数范围内影响着 j 和 f 因子的测量。图 7.12 给出了这些因素定性的影响及趋势。图中的实线表示了理想情况下有良好热结合、没有阻塞以及流动均匀情况下的 j 因子数据。虚线表示存在非理想情况下的 j 因子数据。在测试中，必须在中心出口处测量空气温度分布，保证前面提到的影响因素与中心无关联。

当温度测量精度在 ±0.1℃范围内，以及测试中心不存在上面提及的影响因素时，前述的稳态方法中的 j 的试验误差一般在 ±5% 范围内。当流体流速测量精度在 ±0.7% 范围内时，雷诺数的误差通常在 ±2% 范围内。

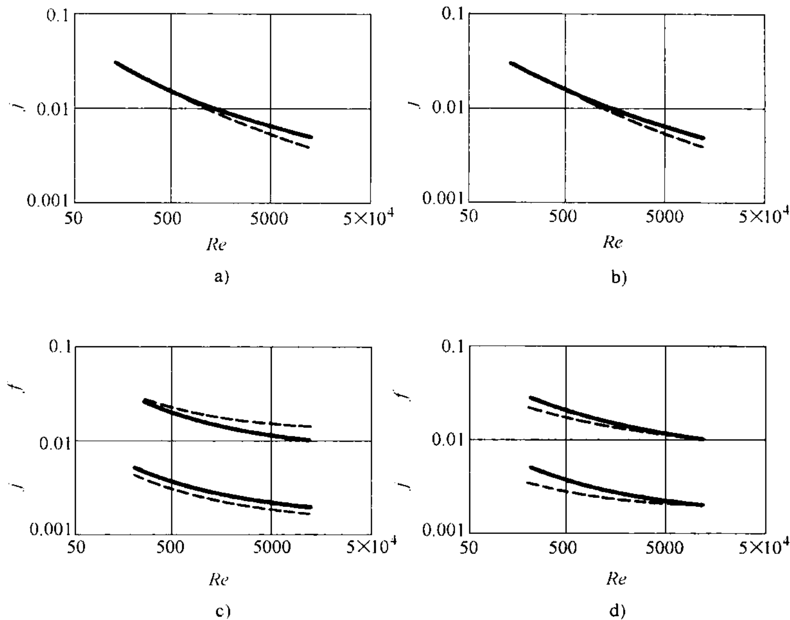


图 7.12　不同因素对 j 和 f 的定性影响

a）翅片与基面结合不好　b）水（蒸汽）侧阻塞　c）空气侧阻塞　d）空气各流道不一致

注：实线表示理想的值，虚线表示各个条件影响下的值

7.3.2　威尔逊绘图法

为了得到高精度的 j 因子，前述测试中心设计方法中的一个要求是热阻主要来源于测试流体(气体)侧(即测试流体的 $\eta_o hA$ 比已知侧 h 小得多)，当 h 已知侧蒸汽、热水或冷水的质量流量很高时就会达到这一要求。但是，如果 h 未知侧流体是水或另一种液体并且具有相当高的传热系数时，即使另一侧是冷凝蒸汽，这一侧的热阻也不会起主要作用。这是因为测试流体的热阻与壁面热阻有相同的数量级。因此，针对液体，威尔逊提出了一种得到圆管中湍流流动传热系数的方法。这种技术经过多年后被广泛应用并且现在仍经常使用它的改进方法。

在这种方法中，流过需确定 j 的一侧的流体是液体(测试流体,未知侧,流体1)，冷凝蒸汽、液体或空气流过另一侧(流体2)，这一侧的 j 可能已知也可能未知。流体2的流速和对数平均温差必须保持不变(经过反复试验)，从而保证它的热阻和式(7.60)中的 C_2 才能是常数。未知侧(流体1)的流速则是在有规律的变化。在每一个测试点，两种流体上下游的流速和温度都需要测量。因此，当 ε 和 C^* 已知时，测试中心的 NTU 和 UA 就可以计算了。为了进行讨论，考察测试侧是冷流体，另一侧是热流体的情况，UA 为

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{(\eta_o hA)_c}+R_{c,f}+R_w+R_{h,f}+\frac{1}{(\eta_o hA)_h} \tag{7.57}$$

注意无翅片时，流体侧 $\eta_o=1$。对于流过恒定截面的完全发展湍流流动，努谢尔特数的形式如下。

$$Nu=C_o\cdot Re^a\cdot Pr^{0.4}\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{-0.14} \tag{7.58}$$

在 Dittus—Boelter 关联式(表 7.6)中，C_o 是常数，$a=0.8$。然而，须注意的是 a 是 Pr、Re 和几何形状的函数，图 7.19 表示了在圆管中的这种关系。理论上，a 会根据管子截面几何形状的变化而变化，特别是对于扩张管或湍流管，它并不是一个已知的初值，威尔逊应用 $a=0.82$。$(\mu_w/\mu_m)^{-0.14}$是考虑了液体可变参数的影响，当为气体时，应当用一个热力学温度比函数来代替它[式(7.157)]。将 Re、Pr 和 Nu 的定义代入式(7.58)并且认为流体参数是常数时，得到

$$h_cA_c=A_c(C_ok^{0.6}\rho^{0.82}c_p^{0.4}\mu^{-0.42}D_h^{-0.18})_cu_m^{0.82}=C'_1u_m^{0.82}=\frac{C_1u_m^{0.82}}{\eta_{o,c}} \tag{7.59}$$

测试条件不变，从而污垢热阻 $R_{c,f}$和 $R_{h,f}$仍近似于常数，尽管其值未必是0；威尔逊将其忽略。因为流体 2 侧的 h 保持不变，所以式(7.57)右侧最后四项是恒定的，令其等于 C_2。保持在这种条件下的一个要求是(如前所述)对数平均温差不变，所以热阻和 C_2 保持不变，将式(7.59)代入式(7.57)，得到：

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{C_1u_m^{0.82}}+C_2 \tag{7.60}$$

式(7.60)的形式类似于 $y=mx+b$，其中 $y=1/UA$，$m=1/C_1$，$x=u_m^{-0.82}$，$b=C_2$。威尔逊在线性刻度上绘制了 $1/UA$ 和 $u_m^{-0.82}$ 关系图，如图 7.13 所示。从图中可以得到斜率 $1/C_1$ 和截距 C_2(在线性轴上假定 $x=0$ 的位置)。一旦得到 C_1 的值，就可以由式(7.59)得到 h_c 继而得知式(7.58)中的参数。然而，用 $Re^{0.82}$及相关的项替换 $u_m^{-0.82}$，在例题 7.2 中得到了一个方程，此例题直接得到了 C_o。

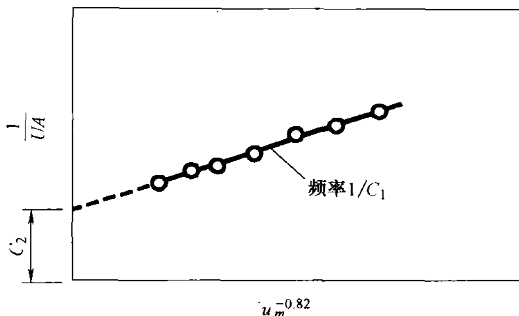


图 7.13 对式(7.60)所作的最初的威尔逊绘图(摘自 Shah,1985)

这种方法需要知道式(7.58)中 Re 的指数，并且式(7.60)右侧的所有项的数量级相同。如果 C_2 很小，根据由分散点拟合的曲线的斜率，它在图 7.13 中以负值结束，这种情况下，不用威尔逊绘图法，而是为得到 C_2 的最佳估计值用方程(7.57)进行处理数据。如果 C_2 很大，则斜率 $1/C_1$ 接近 0，C_1 将有很大的试验误差。当

R_w 和 $R_{h,f}$太高时，必须保持 $R_h=1/(\eta_0 hA)_h$ 的值非常低(可以通过使热水侧的 h 具有较高值来达到)，这样 C_2 值才不会太大。然而，如果 R_h 的值太低，并且热流体是一种液体或气体时，则温降可能很难准确测量。增加那一侧的 h 可以减小 C_2。

威尔逊绘图法的局限性总结如下。

1）流体 2 侧的流速和对数平均温差必须保持恒定，因此 C_2 是常数。

2）假定式(7.58)中 Re 的指数已知(例如为 0.82 或 0.8)，但实际上它是 Re、Pr 和几何形状的函数。由于 Re 的指数并不是一个已知的初值，所以对于大部分非圆管或强化传热面的管子不能用古典的威尔逊绘图法来确定式(7.58)中的常数 C_o。

3）所有的测试数据必须是在流体 1 的一种流态(例如湍流流动)下得到，否则必须用含有两个(或多个)未知常数的广义方程来代替式(7.58)中的 Nu 关联式，例如式(7.58)中的未知数或其他变量。

4）在未知的流体 1 侧，没有考虑流体热物理特性中的变量和翅片热阻。

5）换热器两侧污垢热阻必须保持定值才能使得方程(7.60)中的 C_2 为常数。

Shah 讨论了怎样放宽前面提到的威尔逊绘图法的限制条件，第三条(全部在一个流动区域内测试)除外，这在后面会进行讨论。

最初的威尔逊绘图法有两个未知量，式(7.60)中的 C_1 和 C_2。一般地，威尔逊绘图法通过线性(或对数线性)绘图或线性回归来确定总传热热阻方程中的两个未知量。在上面所述问题中，如果 $R_{c,f}$、R_w 和 $R_{h,f}$是已知的初值，当流体 2 侧 Re 的指数 a 已知时，就可以通过式(7.58)来确定 Nu 关联式，从而得到未知常数 C_o。因此，若两侧流体 Re 的指数都已知，也可以用威尔逊绘图法来计算流体 2 的传热关联式。另一种情况是，若 C_2 已知，则可以用威尔逊绘图法来确定式(7.58)中的 C_o 和 a。威尔逊绘图法描绘了一个问题中的两个未知量。Briggs 和 Yong 将此法扩展到了三个未知量。

对于较普通的问题(例如管壳式换热器)，考虑如 $C_o=C'_t$ 的式(7.58)中的管侧 Nu 关联式，Re 指数为 a。壳侧 Nu 关联式由式(7.58)给定，$C_o=C'_s$，Re 指数为 d。对于新的或洁净的换热器，忽略 $R_{t,f}$和 $R_{s,f}$，式(7.57)我们可以重新写成下面的形式。

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{C_t\left[Re^a\ Pr^{0.4}\dfrac{Ak}{D_h}\right]_t\left(\dfrac{\mu_w}{\mu_m}\right)_t^{-0.14}}+R_w+\frac{1}{C_s\left[Re^d\ Pr^{0.4}\dfrac{Ak}{D_h}\right]_s\left(\dfrac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{-0.14}} \tag{7.61}$$

其中，$C_t=\eta_{o,t}C'_t$，$C_s=\eta_{o,s}C'_s$。因此，更普通的威尔逊绘图法有五个未知量(C_t, C_s, a, d 和 R_w)，本书中没有给出对这一问题校核方法。

例 7.2 测试中心是空气—水的圆管和百叶窗板翅式换热器，管中有扰流子，用来确定水侧的 Colburn 因子和雷诺数的关联式。一般情况下空气侧有较大的控制热阻，不能用 Kays 和 London 的常规方法来得到含有扰流子的水侧的 j 或

Nu 和 Re 的关联式。因此，要用威尔逊绘图法来确定 j 与 Re 的关联式。测试是在三种不同空气质量流量以及水在一定的质量流量下进行的。水侧是传热系数未知侧。对于具体的额定空气流速，在测试中，空气侧的热阻和对数平均温差保持恒定。空气侧和水侧的传热面积分别是 2.211m² 和 0.1522m²。水侧通道的水力半径 $D_{h,w}$ 是 0.005282m。通过温度和速度的测量，得到了空气三种定值流速下的部分处理数据，列在表例 7.2 中。假设水侧的传热关联式为 $Nu = C_o \cdot Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4}$，表中的第六列是根据此公式得到的计算值。可以假设忽略水侧粘度变化，根据提供的数据，用威尔逊绘图法得到上面的关联式。如果与雷诺数相关的系数用 $Re^{0.6}$ 代替 $Re^{0.85}$，那么这个关联式会发生怎样的变化呢？

表例 7.2　求解水侧 $j-Re$ 特性的部分数据的处理

空气质量流量	水质量流量	水的 Pr	水侧的 Re	$1/U/(m^2 \cdot K/W)$	$(A_a D_{h,w})/(Ak \cdot Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4})_w/(m^2 \cdot K/W)$
正常空气质量流量为 0.76kg/s 的测试数据					
0.757	0.399	2.32	8960	5.4979×10^{-3}	3.6306×10^{-5}
0.756	0.452	2.30	10191	5.3426×10^{-3}	3.2578×10^{-5}
0.756	0.624	2.29	14178	5.1246×10^{-3}	2.4676×10^{-5}
0.755	0.757	2.27	17327	5.0402×10^{-3}	2.0858×10^{-5}
0.758	1.145	2.25	26404	4.8165×10^{-3}	1.4617×10^{-5}
0.758	1.517	2.24	35168	4.7137×10^{-3}	1.1480×10^{-5}
0.757	2.256	2.23	52610	4.5513×10^{-3}	8.1685×10^{-5}
正常空气质量流量为 1.13kg/s 的测试数据					
1.133	2.253	1.88	52354	3.8866×10^{-3}	8.1922×10^{-5}
1.134	1.537	1.90	35505	3.9903×10^{-3}	1.1371×10^{-5}
1.135	1.170	1.92	26935	4.1135×10^{-3}	1.4362×10^{-5}
1.134	0.756	1.94	17209	4.3221×10^{-3}	2.0940×10^{-5}
1.135	0.651	1.96	14759	4.3957×10^{-3}	2.3822×10^{-5}
1.135	0.460	1.98	10319	4.6076×10^{-3}	3.2173×10^{-5}
1.134	0.382	1.97	8501	4.8089×10^{-3}	3.7829×10^{-5}
正常空气质量流量为 1.89kg/s 的测试数据					
1.885	3.864	2.27	8532	4.0781×10^{-3}	3.7609×10^{-5}
1.882	0.460	2.25	10243	3.9381×10^{-3}	3.2293×10^{-5}
1.883	0.617	2.22	13884	3.7570×10^{-3}	2.5026×10^{-5}
1.888	0.777	2.20	17637	3.6245×10^{-3}	2.0482×10^{-5}
1.887	1.149	2.18	26328	3.4303×10^{-3}	1.4620×10^{-5}

（续）

空气质量流量	水质量流量	水的 Pr	水侧的 Re	$1/U/(m^2 \cdot K/W)$	$(A_a D_{h,w})/(Ak \cdot Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4})_w/(m^2 \cdot K/W)$
正常空气质量流量为 1.89kg/s 的测试数据					
1.890	1.524	2.17	35088	3.3350×10^{-3}	1.1471×10^{-5}
1.888	2.209	2.15	51124	3.2518×10^{-3}	8.3478×10^{-5}

求解：

问题数据和简述：由试验得到的空气—水换热器的测试数据列于表例 7.2 中。水侧的关联式形式是 $Nu = C_o \cdot Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4}$。换热器由圆管和多孔翅片组成（图 7.33b）。

确定：空气的三种质量流量下的 Colburn 因子 j 和 Re 的关联式。确定水侧传热关联式中 Re 指数变化的影响。计算另一个关联式 $Nu = C_o Re^{0.6} Pr^{0.4}$。

假设：沿用 3.2.1 节中换热器设计的标准假设。采用 7.3.2 节中对于使用威尔逊绘图法时的假设，因为是一个新的测试中心，两流体侧的污垢被忽略。

分析：给定水侧的 Nu 关联式。

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = C_o \cdot Re^a \cdot Pr^{0.4}$$

其中 $a = 0.85$ 是已知的指数。根据定义得 Colburn 因子为

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} = C_o Re^{a-1} Pr^{0.07}$$

与空气、水和壁面热阻有关的总热阻如下［式(7.57)］。

$$\frac{1}{UA_a} = \frac{1}{\eta_o h_a A_a} + R_w + \frac{1}{C_o \left[Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4} \frac{Ak}{D_h}\right]_w}$$

因此有

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{1}{\eta_o h_a} + R_w A_a\right) + \frac{A_a}{C_o \left[Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4} \frac{Ak}{D_h}\right]_w}$$

或者有

$$y = \frac{1}{U} = mx + b$$

其中 $m = 1/C_o$，$x = (A_a D_{h,w})/(Ak \cdot Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4})_w$，$b = 1/\eta_o h_a + R_w A_a$。注意对有相同空气流速的所有测试点 b 是一个常数。威尔逊绘图法提供了 m 的值（用回归法分析从试验数据中得到的 y 和 x 值所确定的线性方程 $y = mx + b$ 的斜率）。列表是这些问题的陈述，其中的第五列和第六列即为 y 和 x 的值，图例 7.2 是由这些

数据所作的图。

回归分析的结果如下：

空气流速/(kg/s)	m	b/($m^2 \cdot K/W$)	数据点的数量	确定的系数	平均方差
1.89	28.58	0.003019	7	0.9976	2.81×10^{-10}
1.13	31.36	0.003646	7	0.9973	3.73×10^{-10}
0.76	31.39	0.004333	7	0.9929	9.91×10^{-10}

由于 $m = 1/C_o$，可以从上面的结果计算每一个空气流动测试中的 C_o 值。带有扰流子的圆管关联式为

$$j = C_o \cdot Re^{-0.15} \cdot Pr^{0.07} = 0.0350 \cdot Re^{-0.15} \cdot Pr^{0.07}$$

其中在第二个等式的表达式中，$C_o = 1/28.58 = 0.0350$ 是空气速度为 1.89kg/s 下的值。由上面的关联式得到的三种空气流速的 j 因子绘于图例 7.2 中。由图可以看出，最大空气流速下 j 的值比其余两种较小流速下的对应值要稍微大一点。图中所用的绘图标识与威尔逊绘图中相同空气流速情况下是一样的。为了确定导致偏差的原因，需要检查试验步骤和设备运行，从而保证空气侧的对数平均温差保持恒定。通过对这个例题的详细研究后表明出现了水阀的泄漏但是没有进行校正。对水的质量流量的修正可以如期待的那样使得三组数据很好的吻合。

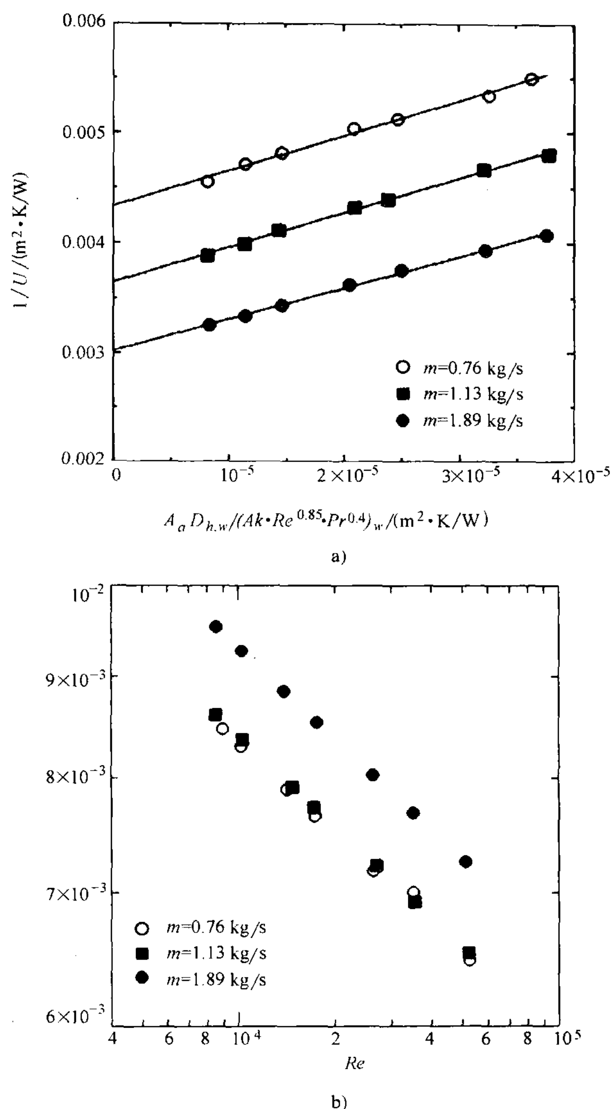
如果假设 Re 的指数用 0.6 代替 0.85，用回归法分析修改后的数据得到 $m = 3.56$，因此空气额定流速为 1.89kg/s 时 $C_o = 0.2808$，由此可见，带有扰流子的圆管的最终关联式与 Re 指数的选取有相当大的关系。

讨论和注释：从上面的结果可以清楚看到当未知侧热阻不占总热阻的主要部分时，威尔逊绘图法是一种直接得到了未知侧的传热关联式的方法。为了保证得到一个准确的 Nu 或 j 与 Re 的关联式，需要在另一流体侧的两种或两种以上热阻的条件下得到测量数据组（例如在本例中采用了空气的三种流速）。由此，当测试设备中存在问题或测量中存在误差，就会因为通过由威尔逊绘图法得到不同的关联式而显示出来。

关联式中的系数 C_o 与雷诺数的指数有很大关系，这可以从理论分析中得出。尽管对于圆管来说，指数 0.85 是个很好的选择，但对于其他扩张的管子、带扰流子的管子、里面存在发展层流流动的情况等，可能不准确，在那种情况下，或者预先知道 Re 指数的修正值，或者认为它是未知量并使用由 Briggs 和 Yong 修正的并经过 Shah 概括的含三个未知量的威尔逊绘图法。

7.3.3 瞬态测试方法

瞬态测试方法用于建立矩阵式蓄热器表面或高 NTU 表面的 j 与 Re 的关联



图例 7.2　三种空气流速的 j 因子图

式。绝大多数此类方法的最重要的优势在于测试中仅需要一种流体(空气)。所以这种方法又称为单流动技术。测试部件是一个由待测的 j 与 Re 关联式的换热面构成的单流动换热器(矩阵或核心)。通常使用空气作为工作流体，最初，矩阵和流体温度都是常数并且零时刻时的流体温度一致。流体的入口温度是已知的，单调递增或递减。在核心出口处记录流体随时间变化的温度值。出口温度的变化直接与矩阵中的传热情况和平均传热系数有关。比较理论上的出

口温度响应和试验中的出口温度响应然后估算传热系数的平均值。入口流体温度可以是分段函数、指数函数、周期函数、斜坡函数或任意变量。在19世纪80年代早期出现的计算机自动数据采集系统普遍应用之前，在单流动方法中最常用到的是分段入口温度法。Heggs 和 Burns 提供了用于单流动方法的四种普遍方法的对比(即直接匹配法、最大斜率法、形状因数法和对流体热焓进行微分的方法)。他们指出直接匹配法和对流体热焓进行微分的方法是最准确的。对更详细的各种暂态方法及数据处理可参考 Shah 和 Zhou 的相关著作。对于计算全部范围内的 *Ntu* 最准确的方法是直接曲线匹配数据处理法，而且是最常用及最推荐使用的方法。

如果单流动瞬态方法用于两种流体的间壁换热器表面，出于比较的目的则试验表面应很精细，但是对于绝对基准可能不准确，原因如下。

即使使用翅片或扩展表面时，仍使用测试面作为基本表面。由于测试中不考虑翅片表面的传热的实际影响(相反，在两种流体的换热器测试中要考虑)，依靠4.3节概括出的理想翅片效率的估计，这将给测量的 j 因子带来未知数量级的误差。

在两种流体的换热器中，第二种流体侧的阻塞对前面区域上的 j 因子有影响，并且在稳态方法中将其包括在测量 j 因子中。暂态方法中忽略了这种影响，并且对于实际的双流体换热器，它对测量的 j 因子有未知数量级的影响。

对于双流体换热器的稳态方法，边界条件通常是恒定壁温。在瞬态测试方法中，边界条件处于恒定壁温和恒定热流流量之间(Shah 和 London, 1970)。

如上面第二条所述，单流动瞬态方法在涉及第二种流体侧的阻塞方面有缺陷。为了克服这个缺点，Gvozdenac 提出了一个新方法，这种技术称为双流动方法，在一种流体的入口温度混乱时，考虑两种流体中的反应。双流动方法仍然不能解决第一和第三条中提到的问题，如果不需要很高的 j 因子的精度，那些问题并不重要。

7.3.3.1 测试装置和试验步骤

测试装置有下面几个基本元素组成：①测试部分；②加热装置；③流体测量装置；④流体抽吸装置；⑤温度测量装置；⑥压力测量装置。图7.14是斯坦福大学的瞬态测试装置示意图。

测试部分是一个单流体换热器，其中传热表面之间可以设置普通薄片，也可以不设置。测试流体是空气。加热装置通常是一个细丝构成(或者由薄条组成)的加热屏(铁丝网)。由于薄条面积大，因此温度低，上游的温度测量中的辐射误差更小(Shah 和 Zhou, 1997)，所以后者更好一些。上游和下游的温度也采用点测量(使用热电偶栅格)或线测量(例如等间距布置的穿过测试部分的直径为50μm 的10号铂丝)。线测量法穿过测试部分，流动分布性较小。对精确流动和

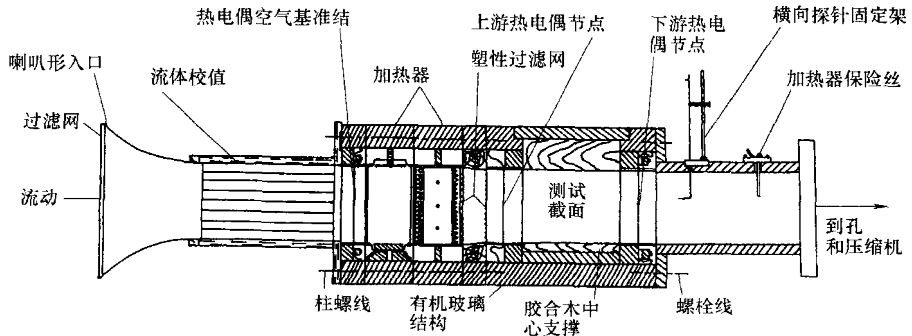


图 7.14　单流动传热测试设备的示意图（摘自 Wheeler，1968）

压力测量的装置的选择有很多种，不同的研究者进行不同的选择。

接下来是在中心加热和冷却时，用于得到中心出口处空气的温度随时间的变化曲线的试验步骤。空气流动速度是预先确定的常数值。用电阻丝加热装置将空气加热到高于周围环境的 11℃；被加热的空气然后用来加热矩阵。在矩阵加热的过程中连续记录空气在中心入口和出口处温度随时间的变化，如图 7.15a 所示。然后继续加热一直到中心达到温度一致，其标志是矩阵入口和出口的空气温差小到可以忽略不计。一旦达到稳态后关掉加热装置的电源。在矩阵冷却阶段连续记录离开矩阵的空气温度随时间的变化，如图 7.15b 所示。在每个矩阵的加热和冷却周期中，测量空气速度、中心上下游的压力、加热装置前面的上游温度。通常，在每一流速下记录两条加热曲线和两条冷却曲线，四条曲线的传热系数的平均值可以用来确定 j 因子。在不同的空气流速下进行类似的重复测试，从而可以包含所需范围内的雷诺数。

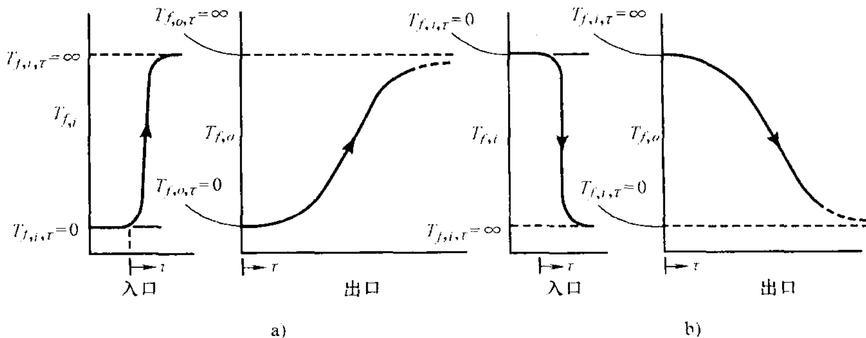


图 7.15　出口温度在入口发生指数性温度变化时的相应改变

a）矩阵加热　b）矩阵冷却

7.3.3.2 理论模型

对测试点进行理论分析的简单背景如下。图 7.15a 中矩阵加热相关的微分方程与 5.3 节蓄热器中热气流动阶段方程式(5.17)相同。类似地，图 7.15b 中矩阵冷却情况下的微分方程与式(5.72)相同。通常分析中包括了矩阵壁面中的纵向热传导，这种情况下，式(5.71)和式(5.72)中的第二个式子应当用式(5.111)和式(5.113)来代替。因此，使用相同的术语，与单流动分析相关的微分方程为

$$\frac{\partial T_f}{\partial \xi} = (T_w - T_f) \tag{7.62}$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial \eta} = (T_f - T_w) + \lambda \cdot ntu \frac{\partial^2 T_w}{\partial \xi^2} \tag{7.63}$$

其中

$$\xi = \frac{hA}{C}\frac{x}{L} \qquad \eta = \frac{hA}{M_c c_w}\tau \qquad \lambda = \frac{k_w A_k}{LC} \qquad ntu = \frac{hA}{C} \tag{7.64}$$

此处的 T_f 和 T_w 是流体(空气)的温度和壁面温度，边界条件和初始条件为

在 $\xi=0$ 处： $$T_f(0,\eta) = 1 - e^{-\frac{\tau}{\tau_H}} = 1 - e^{-\left(\frac{M_w c_w}{hA\tau_H}\right)\eta} \tag{7.65}$$

在 $\eta=0$ 处： $$T_w(\xi,0) = 0 \qquad T_f(\xi,0) = 0 \tag{7.66}$$

在 $\xi=0$ 和 1 处： $$\frac{\partial T_w(0,\eta)}{\partial \xi} = 0 \qquad \frac{\partial T_w(1,\eta)}{\partial \xi} = 0 \tag{7.67}$$

其中加热的时间常数 $\tau_H = (Mc/hA)_H$，下标 H 表示加热器的值(与测试中心相反)。值得注意的是空气中的热传导可忽略，因此式(7.62)中不含此量。

Shah 和 Zhou 对求解式(7.62)、式(7.63)和式(7.65)~式(7.67)的多种方法进行了总结。最准确和快捷的方法是根据中心测量的入口与出口的空气温度，用这些方程的数值分析法来求解。这种情况下，用一个在线数据获得系统来测量入口及出口的温度，然后温度被数字化并送入数据处理程序，这里采用了直接曲线匹配法。测量的空气流速，中心几何参数(D_h, A_o, A, σ)，中心和空气的热物理参数也被送入数据处理程序中。对于假定传热系数的情况，用数值法求解式(7.62)~式(7.67)，就可以确定出空气出口温度的分布是时间的函数。如果测量的和数值法得到的出口温度分布在要求的精度范围内不匹配，继续对传热系数进行迭代直到二者得到的值相匹配为止。Mullisen 和 Loehrke 使用迭代法来调整 h 值。图 7.16 所示就是典型的曲线匹配图。一旦 h 已知，就可以通过 j 的定义确定它。雷诺数也可以在相同的测量流速，中心几何参数，空气热物理特性下被计算出来。用这个直接曲线匹配法所确定的 j 因子对于整个范围内的 NTU 的误差在 ±2% 范围内。更详细的数据处理方法可以参考 Mullisen 和 Loehrke 的有关著作。

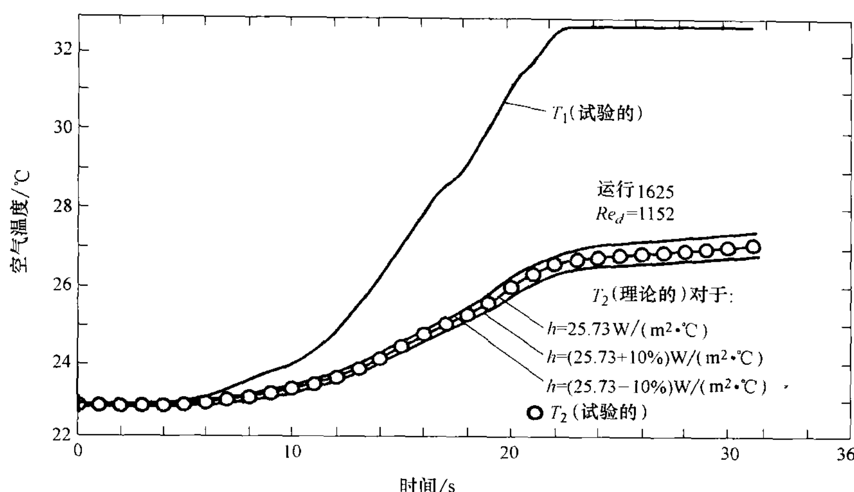


图7.16　测试中心出口随时间变化的试验温度曲线与数值计算曲线的典型匹配图

Baclic 等人针对入口流体温度任意变化下的单流动测试结果下的数据处理的结果，提出了另一种可行的方法，热焓微分法。如果热焓变化的试验误差水平为1%时，对 *NTU* 在0.4～10之间的范围，预测 *NTU* 范围内的误差比例在1.5%～9.5%之间。Baclic 等人提供了应用此法来确定紧凑式换热表面的 j 因子的方法。

7.3.4　摩擦因子的确定

用试验法确定紧凑式换热器表面的流动阻力特性要相对直接些。不必考虑中心结构和传热的测试方法（稳态或暂态），在有无传热的稳定流速下都可以确定的 f 因子。在未知 f 侧对于给定流体流速值的情况下，进行下面的测量：中心压降、中心入口压力和温度、中心出口温度用于求解摩擦数据、流体质量流量和中心几何参数。继而可以得到范宁摩擦因子 f 为

$$f=\frac{r_h}{L}\frac{1}{\left(\frac{1}{\rho}\right)_m}\left[\frac{2g_c\Delta p}{G^2}-\frac{1}{\rho_i}(1-\sigma^2+K_c)-2\left(\frac{1}{\rho_0}-\frac{1}{\rho_i}\right)+\frac{1}{\rho_o}(1-\sigma^2-K_e)\right] \tag{7.68}$$

这个方程是中心压降方程式(6.28)的转化形式。对于等温压降数据，$\rho_i=\rho_o=1/(1/\rho)_m$。这里的 K_c 和 K_r 是截面突然收缩和扩张的压力损失系数，如图6.3所示。因此，确定的摩擦因子包含了表面摩擦、形状阻力，以及中心若存在局部流动缩小和扩大时所导致的损失的影响。在未知侧的不同的流速下进行重复测试，使之包含所需的所有范围的雷诺数。当测量的 Δp 误差在 ±1% 内时，f 因子的试验误差一般在 ±5% 范围内。

雷诺数用传热测试的7.3.1.2节中所述的同一方法来确定。当流体流速测量误差在±0.7%范围内时，用于j和f测试中的雷诺数的误差是±2%。

通常，由等温压降数据(中心没有传热)来确定范宁摩擦因子。热摩擦因子f与Re的关系曲线应当与等温摩擦因子f与Re的曲线接近，特别是当流体参数的变化很小时(即用于热摩擦因子f的平均流体温度与壁面温度相差不大)。另外，必须考虑受温度影响的流体参数变化的情况，对热摩擦因子f进行校正(7.6.1节)。

例7.3 在例7.1的条件下计算换热器摩擦因子。

求解：

问题数据和简述：测试中心、几何形状、运行条件和图表，与例7.1中的相同，下面是计算摩擦因子的具体数据：

$p_i = 101.60\text{kPa}$ $\Delta p = 1.493\text{kPa}$ $T_i = 23.05℃$ $T_o = 101.60℃$

$G = 17.019\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ $r_h/L = 0.005688$ $K_c = 0.37$ $K_e = 0.48$

$\sigma = 0.3067$

确定：给定换热器运行条件下的摩擦因子。

假设：稳态流动和恒定的流体参数。

分析：应用式(7.68)求解摩擦因子。首先计算空气密度ρ_i、ρ_o和$(1/\rho)_m$。视空气为理想气体，气体常数$\tilde{R} = 287.04\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$，对空气有

$$\rho_i = \frac{p_i}{\tilde{R}T_i} = \frac{101.60\times10^3\text{Pa}}{287.04\text{J/(kg}\cdot\text{K)}\times(273.15℃+23.05℃)} = 1.1946\text{kg/m}^3$$

$$p_o = p_i - \Delta p = 101.60\text{kPa} - 1.493\text{kPa} = 100.11\text{kPa}$$

$$\rho_o = \frac{p_o}{\tilde{R}T_o} = \frac{100.11\times10^3\text{Pa}}{287.04\text{J/(kg}\cdot\text{K)}\times(273.15℃+101.60℃)} = 0.9307\text{kg/m}^3$$

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\rho_i}+\frac{1}{\rho_o}\right) = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{1.1946\text{kg/m}^3}+\frac{1}{0.9307\text{kg/m}^3}\right) = 0.9558\text{m}^3/\text{kg}$$

现在由式(7.68)来计算摩擦因子。

$$f = \frac{r_h}{L}\frac{1}{\left(\frac{1}{\rho}\right)_m}\left[\frac{2g_c\Delta_p}{G^2} - \frac{1}{\rho_i}(1-\sigma^2+K_c) - 2\left(\frac{1}{\rho_o}-\frac{1}{\rho_i}\right) + \frac{1}{\rho_o}(1-\sigma^2-K_e)\right]$$

$$= \frac{0.005688}{0.9558\text{m}^3/\text{kg}}\left\{\frac{2\times1\times1.493\times10^3\text{Pa}}{[17.019\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2} - \frac{1-(0.3067)^2+0.37}{1.1946\text{kg/m}^3}\right.$$

$$\left. -2\left(\frac{1}{0.9307}-\frac{1}{1.1946}\right)\frac{1}{\text{kg/m}^3} + \frac{1-(0.3067)^2-0.48}{0.9307\text{kg/m}^3}\right\}$$

$$= 0.06134 - 0.00636 - 0.00282 + 0.00272 = 0.05488$$

(111.7%)(11.6%) (5.1%) (5.0%)

在例 7.1 中计算此值下的雷诺数为 $Re = 989$。

讨论和注释：这个例题说明了若几何形状已知并且所需测量的数据都进行了测量，则摩擦因子的可直接求解。对于这个特殊的测试点，须注意的是中心压降的贡献是最大的，入口和出口损失相互补偿，从而得到的净值影响较小(6.6%)的效果。

7.4　简单几何形状下传热与摩擦因子分析解和半经验关联式

本节介绍简单几何形状的分析关联式有下面两个目标。

1）对没有足够试验数据和经验关联式的复杂流道几何形状，通过分析相关的关联式来得到尽可能多的性能特征。基于这一节介绍的分析关联式方法，能够对一些复杂的流道几何形状的 j 和 f 的数据进行一定精度的预测，并且能知道以强化传热面和增加表面紧凑度为目标的改进方向。

2）为重要流道几何形状提供准确、简明及适当的关联式。这些关联式在下面三个方面也很重要：①外推不在规定雷诺数范围内的试验数据；②当没有试验数据可利用时，得到 j 和 f 因子的首次逼近值；③对于半经验关联式的发展。

大多数紧凑式换热器的流道很复杂，边界层不断被中断；一些换热器(特别管壳式换热器和高度紧凑的蓄热器)有连续流道。连续流道内的通过流动截面上的速度和温度特性通常是完全发展流动的特征，然而在一个中断的表面上它们在每个边界层的发展被中断，可能达到一个周期性完全发展流动的状态。完全发展的流动和发展中的流动的传热和流动阻力特性通常是不同的。完全发展的层流流动的解可以用于高度紧凑的蓄热器表面或具有平直不间断翅片的高度紧凑的板翅式换热器。发展中的层流流动的关联式可以用于间断翅片几何形状和长度较短的平直不间断翅片，湍流流动的解用于不是非常紧凑的换热器表面。

接下来分别对简单流道的充分发展的流动和发展中的流动的分析关联式进行讨论。对于复杂表面几何形状，基本表面特性主要由试验获得，如在 7.3 节中讨论的，7.5 节中给出了相关的关联式。

在管内层流流动中，传热量对热边界条件关系很敏感。因此，仔细确定层流流动中的热边界条件是很必要的。但对于大多数一般流体($Pr \geqslant 0.7$)而言，液态金属($Pr < 0.03$)除外，在管内湍流流动中，传热量对热边界条件不敏感。因此，除了液态金属，对于所有流体，通常不必确定湍流流动中热边界条件。Shah 和 London 给出了内部流动热边界层的系统分类。换热器的三种重要的热边界条件是Ⓣ，(H1)和(H2)，如图 7.17 所示。Ⓣ边界条件是指在整个流道长度上沿轴向和周围方向的壁温恒定。冷凝器、蒸发器和高流体流速的液体—气体换热器中的边界条件接近于这种情况。(H1)边界条件是指沿轴向管壁热流量不变，沿周围方向

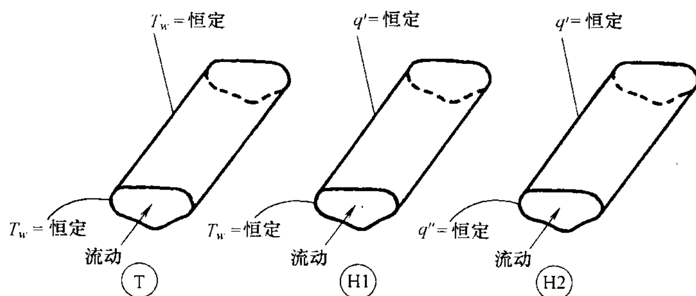


图 7.17 管内流动的热力边界条件(摘自 Shah,1983)

注：T 为恒定壁温；H1 为轴向管壁热流密度以及管子外壁温度恒定，H2 为轴向及管子外壁的热流密度恒定

任何截面的壁温恒定。(H2)边界条件是指沿轴向和周围方向的管壁热流量不变。(H1)和(H2)边界条件可以在燃气轮机的蓄热器，$C^* \approx 1$ 的交叉流换热器里，以及核加热器和电阻加热器里实现应用。在这些应用中，(H1)边界条件的实现需要高热导率材料(如铜,铝等)，材料中周围的温度梯度值最小，要实现(H2)边界条件需要低热导率材料(例如陶瓷,塑料,特氟伦等)，其中周围方向存在温度梯度。对于热导率居中的材料，边界条件在(H1)和(H2)之间。须注意的是无急性拐角的对称加热流道的(H1)和(H2)边界条件是相同的(例如圆管、平直管,以及同心环管等)。通常 $Nu_{H1} > Nu_T$，$Nu_{H1} > Nu_{H2}$，$Nu_{H2} \approx Nu_T$。

7.4.1 完全发展流

7.4.1.1 层流流动

定截面的管内完全发展的层流流动的努谢尔特数是恒定的，但与流道几何形状和热边界条件有关。范宁摩擦因子 f 与雷诺数 Re 的乘积也是恒定的，但也与流道几何形状有关。前面对于许多几何形状的管子中的完全发展的层流流动问题已经作了广泛分析。表 7.3 中给出了工艺上重要流道的分析关联式。一些重要几何形状的更详细的分析关联式也在表 7.4 中以闭式方程的形式列出。从表 7.3 中得到下面的观察结果。

1）流道几何形状对 Nu 和 fRe 有很大影响。对于微尺度和中尺度的流道而言，表面粗糙度高度分布相对于管径(D_h)来说不能忽略，所以这样表面粗糙度可以改变流道几何形状而与原始的形状无关，这样即使在层流流动中几何形状也会影响 Nu 和 fRe。纵横比较小的矩形流道中具有 Nu 和 fRe 的最大值。

2）三类热边界条件Ⓗ1，Ⓗ2，Ⓣ对努谢尔特数有很大影响。根据流道几何形状，Ⓗ1边界条件的j因子大约比Ⓗ2边界条件的值高出50%，比Ⓣ边界条件的值大约高出20%。

3）因为$Nu=hD_h/k$，所以恒定的Nu值说明了传热系数h与流速(雷诺数)和流动类型无关(普朗特数)。

4）通过减小D_h或选择低纵横比的矩形流道可以很好的增大h。减小当量直径可以很明显地提高换热器的紧凑度和传热效果[一种用于发展微尺度和中尺度(超紧凑)换热器的方向]，可以使用设计说明中众所周知的传热关联式对D_h进行优化。

5）因为fRe是恒定的，$f\propto 1/Re\propto 1/u_m$。这种情况下，可以表示为$\Delta p\propto u_m$。

表7.3　具体管内的完全发展层流流动的传热和摩擦解

几何形状	纵横比	Nu_{H1}	Nu_{H2}	Nu_T	$f\cdot Re$	$\frac{j_{H1}}{f}$①	$K(\infty)$②	L_{hy}^{+}③
2b, 2a	$\frac{2b}{2a}=\frac{\sqrt{3}}{2}$	3.014	1.474	2.39	12.630	0.269	1.739	0.040
2b, 60℃, 2a	$\frac{2b}{2a}=\frac{\sqrt{3}}{2}$	3.111	1.892	2.47	13.333	0.263	1.818	0.040
2b, 2a	$\frac{2b}{2a}=1$	3.608	3.091	2.976	14.227	0.286	1.433	0.090
		4.002	3.862	3.34	15.054	0.299	1.335	0.086
2b, 2a	$\frac{2b}{2a}=\frac{1}{2}$	4.123	3.017	3.391	15.548	0.299	1.281	0.085
		4.364	4.364	3.657	16.000	0.307	1.250	0.056
2b, 2a	$\frac{2b}{2a}=\frac{1}{4}$	5.331	2.94	4.439	18.233	0.329	1.001	0.078
2b, 2b	$\frac{2b}{2a}=\frac{1}{6}$	6.049	2.93	5.137	19.702	0.346	0.885	0.070
2b, 2a	$\frac{2b}{2a}=\frac{1}{8}$	6.490	2.94	5.597	20.585	0.355	0.825	0.063
	$\frac{2b}{2a}=0$	8.235	8.235	7.541	24.000	0.386	0.674	0.011

注：数据摘自Shah和London的有关著作。

① $j_{H1}/f=Nu_{H1}\cdot Pr^{-1/3}/(f\cdot Re)Pr=0.7$，对$j_{H2}/f$和$j_T/f$进行类似的计算。

② 正弦曲线和等边三角形管子的$K(\infty)$值更高，一些矩形管和六边形通道的$K(\infty)$是由内插法得到的。

③ 正弦曲线和等边三角形管子的L_{hy}^{+}值更低，因此根据平滑曲线求矩形通道的L_{hy}^{+}，六边形通道的L_{hy}^{+}是由内插法得到的。

许多学者已经对分析关联式进行了校验，使其用于单通道的传热和流动阻力计算。因此，这些结果对使用许多此类平行通道的换热器是一个很有价值的指导。但是流道之间的不一致可能导致 Nu 和 f 与分析预测发生严重偏离（见12.1.2节）。而且具体应用中的实际热边界条件可能与前面所述的任何边界条件都不相符。另外，如果流道不够长则可能存在发展中的流动的影响。由于这些影响以及其他影响（如钎焊、污垢、流体物性变化、自然对流等）可能使实际的 Nu 和 fRe 产生误差，具体情况列在了表7.5中。所以在要求 Nu 和 fRe 非常准确的具体应用中，即使是简单几何形状的流道也要通过试验求取。

让我们进一步强调管中完全发展的层流情况下，入口效应和表面粗糙度对 Nu 和 f 的影响。对于大多数几何形状的管子，若 $L/D_h > 0.2Re \cdot Pr$，平均 Nu 和 f 值在完全发展流动的值的10%之内。若 $L/D_h < 0.2Re \cdot Pr$，可能不适合使用完全发展流动的分析关联式，因为 Nu 和 f 在完全发展段的值要高一些。分析关联式中的一个评述表明了对于气体流动，当 $L/D_h \approx 100$ 时，不能忽略入口段效应。因此，对于气体流动，即使 $L/D_h \approx 100$ 时，入口效应对压降的影响也不能忽略。然而，当换热器中存在流道不一致（12.1.2节）的情况时，Nu 会大大减小，f 也会稍微减小（在实用时可以忽略它对 f 的影响）。因此，在紧凑式换热器应用中，流道不一致引起的 Nu 的减小补偿了入口效应导致的 Nu 的增加。所以对于气体流动，$L/D_h \approx 100$ 时，通常忽略入口长度效应带来的 Nu 的增加。

只要表面粗糙度的高度相对于管子当量直径 D_h 可以忽略（即 $e/D_h < 0.01$），在完全发展的层流流动下管子的表面粗糙度一般不会影响 Nu 和 f 的值。然而对于高度紧凑的流道（即流道当量直径 D_h 很小），表面粗糙度的高度相对 D_h 不可忽略。这种情况下，表面粗糙度就会影响有效的流动截面几何形状，从而影响 Nu 和 fRe（表7.3显示 Nu 和 fRe 与几何形状有关）。因此，在高度紧凑式换热器里，即使是层流流动，由于改变了流道几何形状，表面粗糙度也会影响 Nu 和 fRe。在近年来对微尺度和中尺度换热器（$D_h = 1 \sim 1000\mu m$）的研究结果中，这种现象经常存在。

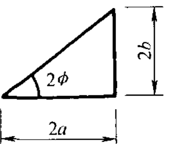
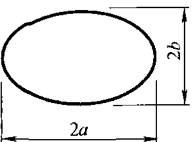
入口效应、流动分布不均、自然对流、特性变化、结垢和表面粗糙度都会影响完全发展流动的分析关联式，见表7.5。因此，考虑到完全发展流动中的平直板翅几何形状中的这些影响，设计时至少要将分析得到的 Nu 值减少10%，将分析得到的 fRe 值增大10%。

L_{hy}^+ 和 $K(\infty)$ 的分析值也列于表7.3中。当流体入口速度特性一致时，动量入口长度 L_{hy}［量纲为一形式是 $L_{hy}^+ = L_{hy}/(D_h \cdot Re)$］是要求达到完全发展的流动的最大通道流速99%时的管长。由于流动充分发展段在完全发展段之前，所以即使对于大部分是完全发展流动的流道而言，入口效应也是很重要的。考虑入口段摩擦的增加和动量变化，增加的压降数 $K(\infty)$ 定义为

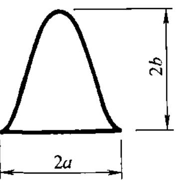
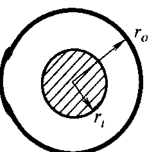
表7.4　部分几何形状管子的完全发展层流流动下摩擦因子和努谢尔特数的分析关联式

管道几何形状	$f \cdot Re, Nu_T, Nu_{H1}, Nu_{H2}$
2a, 2b 矩形 $D_h = \dfrac{4ab}{a+b} = \dfrac{4b}{1+\alpha^*}$ $\alpha^* = \dfrac{2b}{2a}$	对于 $0 \leqslant \alpha^* \leqslant 1$ 有 $f \cdot Re = 24(1 - 1.3553\alpha^* + 1.9467\alpha^{*2} - 1.7012\alpha^{*3} + 0.9564\alpha^{*4} - 0.2537\alpha^{*5})$ $Nu_T = 7.541(1 - 2.610\alpha^* + 4.970\alpha^* - 5.119\alpha^{*3} + 2.702\alpha^{*4} - 0.548\alpha^{*5})$ $Nu_{H1} = 8.235(1 - 2.0421\alpha^* + 3.0853\alpha^* - 2.4765\alpha^{*3} + 1.0578\alpha^{*4} - 0.1861\alpha^{*5})$ $Nu_{H2} = 8.235(1 - 10.6044\alpha^* + 61.1755\alpha^* - 155.1803\alpha^{*3} + 176.9203\alpha^{*4} - 72.923\alpha^{*5})$
2φ, 2a, 2b 等边三角形 $D_h = \dfrac{4ab}{a + \sqrt{a^2 + 4b^2}}$ $\alpha^* = \dfrac{2b}{2a}$	对于 $0 \leqslant \alpha^* \leqslant 1$ 有 $f \cdot Re = 12(1 - 0.0115\alpha^* + 1.7099\alpha^{*2} - 4.3394\alpha^{*3} + 4.2732\alpha^{*4} - 1.5817\alpha^{*5} + 0.0599\alpha^{*6})$ $Nu_T = 0.943(1 + 4.8340\alpha^* - 2.1738\alpha^{*2} - 4.0797\alpha^{*3} - 2.1220\alpha^{*4} + 11.3589\alpha^{*5} - 6.2052\alpha^{*6})$ $Nu_{H1} = 2.059(1 + 0.7139\alpha^* + 2.9540\alpha^{*2} - 7.8785\alpha^{*3} + 5.6450\alpha^{*4} + 0.2144\alpha^{*5} - 1.1387\alpha^{*6})$ $Nu_{H2} = \begin{cases} 1.088\alpha^*, & \alpha^* \leqslant 0.125 \\ -0.2113(1 - 10.9962\alpha^* - 15.1301\alpha^{*2} + 16.5921\alpha^{*3}), & 0.125 \leqslant \alpha^* \leqslant 1 \end{cases}$ 对于 $1 \leqslant \alpha^* \leqslant \infty$ 有 $f \cdot Re = 12(\alpha^{*3} + 0.2595\alpha^{*2} - 0.2046\alpha^* + 0.0552)/\alpha^{*3}$ $Nu_T = 0.943(\alpha^{*5} + 5.3586\alpha^{*4} - 9.2517\alpha^{*3} + 11.9314\alpha^{*2} - 9.8035\alpha^* + 3.3754)$ $Nu_{H1} = 2.059(\alpha^{*5} + 1.2489\alpha^{*4} - 1.0559\alpha^{*3} + 0.2515\alpha^{*2} + 0.1520\alpha^* - 0.0901)$ $Nu_{H2} = \begin{cases} 0.912(\alpha^{*3} - 13.3739\alpha^{*2} + 78.9211\alpha^* - 46.6239), & 1 \leqslant \alpha^* < 8 \\ 0.312/\alpha^*, & 8 \leqslant \alpha^* \leqslant \infty \end{cases}$

（续）

管道几何形状	$f\cdot Re, Nu_T, Nu_{H1}, Nu_{H2}$
 直角三角形 $D_h=\dfrac{4ab}{a+b+\sqrt{a^2+b^2}}$ $\alpha^*=\dfrac{2b}{2a}$	对于 $0\leqslant\alpha^*\leqslant1$ 有 $f\cdot Re=12(1+0.27956\alpha^*-0.2756\alpha^{*2}+0.0591\alpha^{*3}+0.0622\alpha^{*4}-0.0290\alpha^{*5})$ $Nu_T=1.1731(1+3.1312\alpha^*-3.5919\alpha^{*2}+1.7893\alpha^{*3}-0.3189\alpha^{*4})$ $Nu_{H1}=2.0581(1+1.2981\alpha^*-2.1837\alpha^{*2}+4.3496\alpha^{*3}-6.2381\alpha^{*4}+4.3140\alpha^{*5}-1.0911^{*6})$ $Nu_{H2}=\begin{cases}0.2299\alpha^*, & 0\leqslant\alpha^*\leqslant0.125\\ 0.4402\alpha^*(1-6.8176\alpha^*+53.2849\alpha^{*2}-77.9848\alpha^{*3}+33.5641\alpha^{*4}, & 0.125<\alpha^*\leqslant1\end{cases}$
 椭圆 $D_h=\dfrac{\pi b}{E(m)}$ $\alpha^*=\dfrac{2b}{2a}$ $m=1-\alpha^{*2}$	对于 $0\leqslant\alpha^*\leqslant1$ 有 $f\cdot Re=2(1+\alpha^{*2})\left[\dfrac{\pi}{E(m)}\right]^2$ $Nu_T=0.3536(1+0.9864\alpha^*-0.7198\alpha^{*2}+3.3364\alpha^{*3}-3.0307\alpha^{*4}+1.0130\alpha^{*5})\left[\dfrac{\pi}{E(m)}\right]^2$ $Nu_{H1}=9(1+\alpha^{*2})\left(\dfrac{\alpha^{*4}+6\alpha^{*2}+1}{17\alpha^{*4}+98\alpha^{*2}+17}\right)\left(\dfrac{\pi}{E(m)}\right)^2$ $Nu_{H2}=0.3258\alpha^*(1+15.6397\alpha^*-29.5117\alpha^{*2}+16.2250\alpha^{*3})\left[\dfrac{\pi}{E(m)}\right]^2$ $E(m)=1+0.463015(1-m)+0.107781(1-m)^2-[0.245273(1-m)+0.041250(1-m)^2]\ln(1-m)$

（续）

管道几何形状	$f \cdot Re, Nu_T, Nu_{H1}, Nu_{H2}$
 正弦 $\alpha^* = \frac{2b}{2a}$	对于 $0 \le \alpha^* \le 2$ 有 $f \cdot Re = 9.5687(1 + 0.0772\alpha^* + 0.8619\alpha^{*2} - 0.8314\alpha^{*3} + 0.2907\alpha^{*4} - 0.0338\alpha^{*5})$ $Nu_T = 1.1791(1 + 2.7701\alpha^* - 3.1901\alpha^{*2} - 1.9975\alpha^{*3} - 0.4966\alpha^{*4})$ $Nu_{H1} = 1.9030(1 + 0.4556\alpha^* + 1.2111\alpha^{*2} - 1.6805\alpha^{*3} + 0.7724\alpha^{*4} - 0.1228\alpha^{*5})$ $Nu_{H2} = \begin{cases} 0.76\alpha^*, & 0 \le \alpha^* \le 0.125 \\ -0.0202(1 - 32.0594\alpha^* - 216.1635\alpha^{*2} + 244.3812\alpha^{*3} - 82.4951\alpha^{*4} + 7.6733\alpha^{*5}), & 0.125 \le \alpha^* \le 1 \end{cases}$ $\frac{D_h}{2a} = (1.0542 - 0.4670\alpha^* - 0.1180\alpha^{*2} + 0.1794\alpha^{*3} - 0.0436\alpha^{*4})$
 同心环 $D_h = 2(r_0 - r_i)$ $r^* = \frac{r_i}{r_0}$	对于 $0 \le r^* \le 1$ 有 $f \cdot Re = \frac{16(1 - r^*)^2}{1 + r^{*2} - 2r_m^{*2}}$，$r_m = \left(\frac{1 - r^{*2}}{2\ln\left(\frac{1}{r^*}\right)}\right)^{\frac{1}{2}}$ 对于 $0 \le r^* \le 0.02$ 有 $Nu_T = 3.657 + 98.95r^*$ $Nu_H = 4.364 + 100.95r^*$ 对于 $0.02 \le r^* \le 1$ 有 $Nu_T = 5.3302(1 + 3.2904r^* - 12.0075r^{*2} + 18.8298r^{*3} - 9.6980r^{*4})$ $Nu_H = 6.2066(1 + 2.3108r^* - 7.7553r^{*2} + 13.2851r^{*3} - 10.5987r^{*4} + 2.6178r^{*5} + 0.4680r^{*6})$

注：数据摘自 Shah 和 Bhatti 的有关著作。

$$\Delta p = \left[\frac{4f_{fd}L}{D_h} + K(\infty)\right]\frac{G^2}{2g_c\rho} \tag{7.69}$$

下标 fd 表示完全发展值。

表 7.5 增加某具体变量对完全发展层流流动中理论摩擦因子和努谢尔特数的影响

变　量	f	Nu
入口效应	增加	增加
流道之间的不一致性	稍微减小	稍微增加
流体分布不均	急剧增加	减小
水平流道内的自然流动	增加	增加
竖直方向强化流动的自然对流	增加	增加
竖直方向抑制流动的自然对流	减小	减小
流体加热引起的适量变化	液体时减小，气体时增加	液体时增加，气体时减小
流体冷却引起的适量变化	液体时增加，气体时减小	液体时减小，气体时增加
污垢	急剧增加	稍微增加
表面粗糙度	仅在表面粗糙度与流道尺寸(D_h)之比不能忽略时才受到影响	仅在表面粗糙度与流道尺寸(D_h)之比不能忽略时才受到影响

7.4.1.2 过渡流

在向湍流流动过渡的初始阶段，光滑圆管中的临界雷诺数(Re_{cr})的下限值与入口类型(例如换热器流道入口是光滑或突变的结构)有关。急剧的方形入口结构的 Re_{cr} 比圆形入口结构的 Re_{cr} 值要低 10% ~ 15%。对大多数换热器而言，入口结构都是急剧变化的。Tam 和 Ghajar 提供了管子入口结构不同的水平管中等温或非等温过渡流的 Re_{cr} 和摩擦因子一些资料。具有方形入口结构的各种流道的 Re_{cr} 下限值的变化大约为 2000 ~ 3100(Bhatti 和 Shah, 1987)。大多数实际情况下的 Re_{cr} 的上限值取 10^4。

表 7.6 总结了圆管过渡流的范宁摩擦因子和努谢尔特数的关联式。对于过渡流的 Nu 数据，Gnielinski 关联式在 $Re = 2300$ 处从过渡流转化为层流时有一个分段函数。Taborek 提出了在 Re 为 2000 ~ 8000 时 Nu 是 Nu_{lam} 和 Nu_{turb} 的线性组合，如表 7.6 中的式(7.77)。Ghajar 和 Tam 提供了水平圆直管三种不同入口结构在相同壁面热流量边界条件下的过渡流努谢尔特数。非圆形流道的过渡流 f 和 Nu 数据很少见，式(7.70)和式(7.77)可以用于获得非圆形流道(无急性拐角)的 f 和 Nu 估计值，用当量直径作为特征尺寸。

7.4.1.3 湍流

这里介绍光滑圆管和粗糙圆管中努谢尔特数和摩擦因子的分析关联式和试验关联式。所有的关联式都适用于换热器中的低马赫数的流动。

光滑圆管：在完全发展的湍流流动中，$Pr > 7$ 时，常数特征的努谢尔特数与热边界条件无关，但取决于 Re 和 Pr。相反，在完全发展层流流动中，常数特征

表 7.6　圆管和非圆管中暂态和湍流流动的f和Nu的重要关联式

流体类型和几何形状	关联式	等式号	备注	参考
过渡和湍流流动圆形或非圆形管道	$f = A + B \cdot Re^{\frac{-1}{m}}$ 1. $A = 0.0054$；$B = 2.3 \times 10^{-8}$；$m = -\frac{2}{3}$ 2. $A = 0.00128$；$B = 0.1143$；$m = 3.2154$	(7.70)	Bhatti-Shah 关联式 1. $2100 \leqslant Re \leqslant 4000$ 2. $4000 \leqslant Re \leqslant 10^7$ 精确度 ±2%	Bhatti and Shah(1987)
光滑管道中的湍流流动	Blasius：$f = 0.0791 Re^{-0.25}$ McAdams：$f = 0.046 Re^{-0.2}$ Bhatti and Shah：$f = 0.00128 + 0.1143 Re^{-0.311}$	(7.71) (7.72) (7.73)	$4000 < Re < 10^5$ $30000 < Re < 10^6$ $4000 < Re < 10^7$ 精确度 ±2%	Bhatti and Shah(1987)
光滑管道中的湍流流动	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re \cdot Pr}{C + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$ $C = 1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{1 + 10Pr}$	(7.74) (7.75)	Petukhov-Popov 关联式 精确度 ±5% $4000 \leqslant Re \leqslant 5 \times 10^6$ $0.5 \leqslant Pr \leqslant 10^6$ f由式(7.70)或式(7.73)获得	Petukhov and Popov(1963)
过渡和湍流流动圆形或非圆形管道	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re - 1000) \cdot Pr}{C + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$	(7.76)	Gnielinski 关联式 精确度 ±10% $2300 \leqslant Re \leqslant 5 \times 10^6$ $0.5 \leqslant Pr \leqslant 2000$ 过渡状态下这并不是合适的关联式 f由式(7.70)或式(7.73)获得	Gnielinski(1976)

（续）

流体类型和几何形状	关联式	等式号	备注	参考
光滑管道中的湍流流动	$Nu = \phi Nu_{lam} + (1-\phi) Nu_{tyrb}$ $\phi = 1.33 - \left(\frac{Re}{6000}\right)$	(7.77) (7.78)	Nu_{turb}由式(7.74)或式(7.76)获得，Nu_{lam}由表7.3获得 适用于$2000 < Re < 8000$	Taborek(1990)
光滑管道中的湍流流动	$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$	(7.79)	在近似计算中此式称为Dittys-Boelter关联式	Winterton(1998)
光滑管道中的湍流流动	$Nu = \begin{cases} 0.024 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}, & \text{加热} \\ 0.026 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3}, & \text{制冷} \end{cases}$	(7.80)	Dittus-Boelter关联式 $2500 < Re < 1.24 \times 10^5$ $0.7 \leqslant Pr \leqslant 120$	Bhatti and Shah(1987)
光滑管道中的湍流流动	$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	(7.81)	Colburn关联式 $10^4 < Re < 10^5$ $0.5 \leqslant Pr \leqslant 3$ 精度为+27.6% ~ −19.8%	Bhatti and Shah(1987)
光滑管道中的液态金属的湍流流动	$Nu_H = 5.6 + 0.0165 Re_f^{0.85} \cdot Pr_w^{0.86}$ $Nu_T = 4.5 + 0.0156 Re_f^{0.85} \cdot Pr_w^{0.86}$	(7.82) (7.83)	Chen and Chiou关联式 $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ 且 $0 \leqslant Pr \leqslant 0.1$	Chen and Chiou(1981)
光滑管道中的湍流流动	$Nu = 0.023 Re^n \cdot Pr^{0.4}$	(7.84)	Petukhov-Popov关联式的指数n如图7.19所示	Present authors

的努谢尔特数与 Re 和 Pr 无关，但与热边界条件有关。处于完全发展的层流流动的高普朗特数流体，其热阻值非常接近于壁面热阻值，截面上的温度分布曲线是平坦的，并且对壁面不同热边界条件不敏感。$Pr<7$ 的湍流流动中，Nu 也与热边界条件有关。对于普朗特数非常低的流体（液态金属，$Pr<0.03$），流体的热量扩散能力非常高，导致热阻分布于整个流动截面（见表7.1）。不同的热边界条件会得到截面不同的温度分布，因而会有不同的 Nu 和 h。Sleicher 和 Tribus 解析计算了湍流流动中Ⓗ边界条件下的 Nu 值和Ⓣ边界条件下的 Nu 值之比。他们报道了层流流动情况下，$Nu_H/Nu_T \geqslant 1$，但当 $Pr>1.0$ 时，这种不一致性可以忽略。

关于管中的湍流流动，已有大量的分析关联式和试验关联式可利用（Bhatti 和 Shah，1987）。表7.6中所列举的是光滑圆管最常用的和最准确的关联式。表7.6中式(7.70)～式(7.84)即为这些关联式。现在对这些关联式进行一些注释。

1）Petukhov 和 Popov 关联式[式(7.74)]是最准确的。Petukhov 和 Popov 通过将式(7.74)中的 C 的表达式改为简单的 $C=1.07$，对式(7.74)进行了简化。Gnielinski 进一步将式中的 C 改为1.00，Re 改为 $Re-1000$，如式(7.76)的形式，将 Re 的有效性扩展到2300。由式(7.76)得到的 $Pr \geqslant 0.5$ 的努谢尔特数绘于图7.18中。

2）对 Dittus-Boelter 关联式[式(7.80)]和 Gnielinski 关联式进行比较，在 $10^4 \leqslant Re \leqslant 1.24\times10^5$ 加热情况下，结果如下：①对于空气（$Pr=0.7$），高出13.5%～17%；②对于水（$3\leqslant Pr\leqslant10$），从低15%到高7%；③对于油类（$Pr=120$），从低10%到高21%；在 $10^4\leqslant Re\leqslant1.24\times10^5$ 冷却情况下的预测结果是：①对于空气（$Pr=0.7$），高29%～33%；②对于水（$3\leqslant Pr\leqslant10$），从低26%到高3%；③对于油类（$Pr=120$），低39%～18%。Re 小于 10^4 时，这些估测是不正确的。基于上面的比较，Dittus-Boelter 关联式对空气和气体是不很精确的。

3）前面提到过，液态金属的努谢尔特数与热边界条件有关。在式(7.82)和式(7.83)中，Re_f 表示流体物性参数是在薄膜温度 $(T_m+T_w)/2$ 下计算时的雷诺数，Pr_w 表示流体物性是在壁温下计算的普朗特数。注意，在式(7.82)和式(7.83)中包含了随温度变化的流体物性的影响。

近来，Churchill 和他的合作者得到了 $0<Pr<\infty$ 整个范围内的非常准确的理论基础关联式。

Petukhov-Popov 关联式可以表示成简单的公式（类似于 Dittus-Boelter 关联式），如式(7.84)所示的形式，其中 Re 的指数为 n。须注意的是圆管中完全发展湍流流动的普朗特数的指数认为是0.4（Gnielinski，1976；Kays 和 Crawford，1993）。然后通过比较式(7.84)和式(7.74)，以及根据 Re 的值得到雷诺数的指数 n，如图7.19所示。

湍流流动中的大部分热阻或流动阻力都集中在壁面附近的粘性底层中，并且整个流道截面大部分上的温度和速度曲线是相对平缓的。因此，若没有急性拐

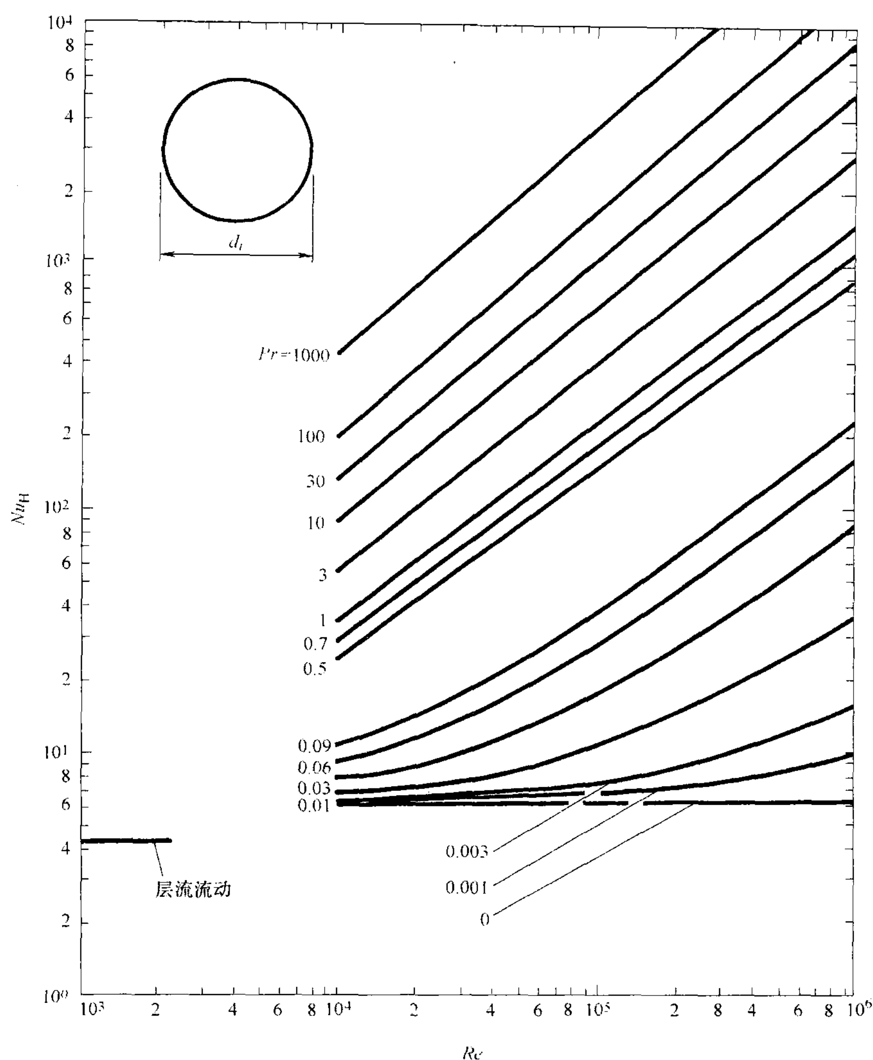


图 7.18 圆管中完全发展湍流流动下的 Nu_H(摘自 Bhatti 和 Shah,1987)

角，流道形状对湍流的影响不如对层流的影响大。对于非圆管，常用当量直径作为特征长度代入圆管的关联式来预测 Nu 和 f。因此在圆管和非圆管中完全发展湍流流动中当量直径与 Nu 和 f 相互关联是可接受的事实。除了那些流道中有急性拐角或锐角拐角或内壁加热的同心环形流道外，大部分非圆形管子用这种方法得到的结果误差在 ±15% 之内。在那些特殊情况下，Nu 和 f 因子的值比圆管中的要低 15% 多。还有，流道的拐角和非圆形状将会影响流动，Nu 和 f 也会与圆管的值有所不同。

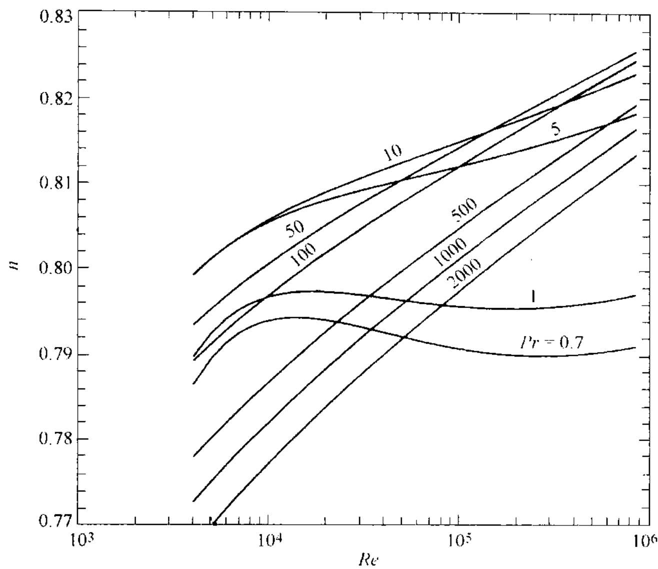


图7.19　对比式(7.84)和式(7.74)得到的指数 n 与 Re 和 Pr 的关系图

对所有非圆形光滑管子(表7.7中列出了各种管子形状及其关联式)的摩擦因子的精确试验值经过仔细观察表明，层流 $fRe<16$ 时湍流 f 因子比圆管中的小；但是层流 $fRe>16$ 时的湍流 f 因子比圆管中的大。努谢尔特数也具有类似的趋势。如果允许误差在 ±15% 范围内，则可以使用表7.6中的式(7.70)和式(7.76)来计算非圆管中的 Nu 和 f，用当量直径在 f、Nu 和 Re 中作为特征长度；如果要得到这些管道几何形状的湍流流动的更精确的解，参考表7.7。

表7.7　一些重要的光滑壁面的管子的完全发展湍流流动下的摩擦因子和努谢尔特数($Pr>0.5$)

管子几何形状	推荐关联式
2b 2a 矩形 $D_h=\frac{4ab}{a+b},\ \alpha^*=\frac{2a}{2b}$ $\frac{D_l}{D_h}=\frac{2}{3}+\frac{11}{24}\alpha^*(2-\alpha^*)$	f 因子：①在圆管关联式，式(7.71)中用 D_l 代替 D_h，根据得到的方程计算 f；②也可以根据 $f=(1.0875-0.1125\alpha^*)f_c$ 来计算 f，其中 f_c 是圆管应用 D_h 得到的摩擦因子，两种方法得到的结果与试验值的误差在 ±5% 之内 努谢尔特数：①当 $0.5\leqslant Pr\leqslant 100$，$10^4\leqslant Re\leqslant 10^5$ 时，在四个壁面均匀加热的情况下使用圆管的 Nu 关联式的误差为 ±9%；②当 $0.5\leqslant Pr\leqslant 100$，$10^4\leqslant Re\leqslant 10^6$ 时，在两个较长壁面均匀加热的情况下使用圆管的 Nu 关联式的误差为 ±10%；③当 $0.5\leqslant Pr\leqslant 100$，$10^4\leqslant Re\leqslant 10^6$ 时，仅加热两个较长壁面的情况下使用圆管的关联式得到 Nu 的近似解，这些计算值在应用时可以比试验值提高 20%

（续）

管子几何形状	推荐关联式
等边三角形（边长 $2a$，高 $2b$） $D_h=\dfrac{4ab}{a+\sqrt{a^2+4b^2}}$ $\dfrac{D_g}{D_h}=\dfrac{1}{2\pi}\left[3\ln\cot\dfrac{\theta}{2}+2\ln\tan\dfrac{\phi}{2}-\ln\tan\dfrac{\theta}{2}\right]$ 其中 $\theta=\dfrac{(90^\circ-\phi)}{2}$	对于 $0<2\phi<60^\circ$，使用圆管的 f 和 Nu 的关联式，并用 D_g 代替 D_h，$2\phi=60^\circ$ 时，用 $D_l(=\sqrt{3}a)$ 代替 D_h，对于 $60^\circ<2\phi<90^\circ$，圆管关联式中直接用 D_h，计算的 f 和 Nu 值与试验值的误差分别为 +9% 和 −11%，对于 $2\phi>90^\circ$ 的情况，由于缺乏试验数据，还没有相关的关联式
同心环（r_o，r_i） $D_h=2(r_o-r_i)$，$r^*=\dfrac{r_i}{r_o}$ $\dfrac{D_l}{D_h}=\dfrac{1+r^{*2}+\dfrac{(1-r^{*2})}{\ln r^*}}{(1-r^*)^2}$	f 因子：①在圆管关联式，式(7.71)中用 D_l 代替 D_h，根据得到的方程计算 f；②也可以根据 $f=(1+0.0925r^*)f_c$ 来计算 f，其中 f_c 是圆管应用 D_h 得到的摩擦因子，两种方法得到的结果与试验值的误差在 ±5% 之内 努谢尔特数：在下面推荐的所有的 Nu 和 Re 的关联式中，都应用 D_l 和湿周。①外壁的 Nu 可以不考虑内壁的加热或冷却情况，根据圆管的关联式计算，误差大约为 ±10%；②如果不考虑外壁的加热或冷却情况，则内壁的 Nu 的值就不准确；③Ⓗ和Ⓣ的边界条件下，参考 Bhatti 和 Shah 的关联式。

注：数据来源于 Bhatti 和 Shah 的相关著作。

例 7.4 一个顺流流动的换热器在以下条件下运行：$\dot{m}_h=3000\text{kg/h}$，$\dot{m}_c=6000\text{kg/h}$，$T_{h,i}=50℃$，$T_{h,o}=30℃$，$T_{c,i}=10℃$。所有蒸汽(水)的特性为：$\rho=1000\text{kg/m}^3$，$c_p=4180\text{J/(kg·K)}$，$k=0.59\text{W/(m·K)}$，$\mu=0.001\text{Pa·s}$。两侧的传热系数都是 $5000\text{W/(m}^2\text{·K)}$。假设污垢热阻和壁面热阻可以忽略。求换热器所需换热面积。假设水的参数不随温度变化，两流体侧的当量直径 $D_h=15\text{mm}$。

根据 Dittus-Boelter 关联式，传热系数随着速度(或流量)而变，有

$$\frac{hD_h}{k}=0.023\left(\frac{GD_h}{\mu}\right)^{0.8}\cdot Pr^{0.4}$$

如果①热流体流量增加一倍；②两种流体流量都增加一倍，那么出口温度分别是多少？也计算并比较每种情况的传热量。

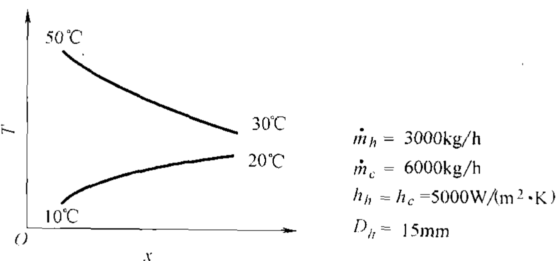
求解：

问题数据和简述：图例 7.4 给出了顺流流动换热器的流速、传热系数、入口

和出口温度，以及流体物性，也根据 Dittus-Boelter 关联式的形式给出了传热系数随水速的变化。

确定：两流体侧的表面积，以及各种给定流速下的出口温度。

假设：流体参数恒定，壁面热阻和污垢热阻可以忽略，两种流体流过光滑表面。



图例 7.4 顺流流动换热器参数

分析：问题第一部分是先确定 ε 和 C^*。我们确定了 NTU，然后计算传热面积。由于热流体的流速比冷流体要小的多，所以热流体为小热容量 $C_{\min}$ 流体。

$$\varepsilon=\frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{T_{h,i}-T_{c,i}}=\frac{(50-30)℃}{(50-10)℃}=0.50$$

$$\dot{m}_h=3000\text{kg/h}=\frac{3000}{3600}\text{kg/s}=0.8333\text{kg/s}$$

$$\dot{m}_c=\frac{6000}{3600}\text{kg/s}=1.6667\text{kg/s}$$

$$C_h=\dot{m}_h c_{p,h}=0.8333\text{kg/s}\times 4.180\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}=3.483\text{kJ/(s}\cdot\text{K)}=3.483\text{kW/K}$$

$$C_c=\dot{m}_c c_{p,c}=1.6667\text{kg/s}\times 4.180\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}=6.967\text{kJ/(s}\cdot\text{K)}=6.967\text{kW/K}$$

$$C^*=\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=\frac{C_h}{C_c}=\frac{3.483\text{kW/K}}{6.967\text{kW/K}}=0.5$$

使用表 3.6 中用于顺流换热器的 ε—NTU 关联式的式 Ⅰ.2.2，得到

$$NTU=\frac{1}{1+C^*}\ln\left[\frac{1}{1-\varepsilon(1+C^*)}\right]=\frac{1}{1+0.5}\ln\left[\frac{1}{1-0.5(1+0.5)}\right]=0.9242$$

因此根据 NTU 的定义有

$$UA=NTU\cdot C_{\min}=0.9242\times 3.483\text{kW/K}=3.219\text{kW/K}$$

对于薄管壁的管子，$A_h\approx A_c=A$，$R_w\approx 0$，$h_{h,f}\approx 0$，$h_{c,f}\approx 0$。由于没有翅片，所以 $\eta_{o,h}=\eta_{o,c}=1$，因此由式(3.30a)得

$$\frac{1}{U_h}=\frac{1}{h_h}+\frac{1}{h_c}=\frac{1}{5000\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}+\frac{1}{5000\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}=\frac{1}{2500\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}$$

$$=>U_h=2500\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

由于我们已经分别确定了 UA 和 U_h，那么表面积计算如下。

$$A_h=\frac{UA}{U_h}=\frac{3219\text{W/K}}{2500\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}=1.288\text{m}^2$$

类似地

$$A_c = 1.288\text{m}^2$$

这种情况下的换热量为

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = 0.50 \times 3.483\text{kW/K} \times (50 - 10)℃ = 69.7\text{kW}$$

利用含有冷热流体焓变的热平衡方程来计算冷流体出口温度。

$$C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h(T_{h,i} - T_{h,o})$$

或者

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{C_h}{C_c}(T_{h,i}T_{h,o}) = 10℃ + 0.5 \times (50 - 30)℃ = 20℃$$

第①种情况。若热流体的流量增加一倍，则新的 C_h 值为

$$C_{h,new} = 2 \times C_{h,old} = 2 \times 3.483\text{kW/K} = 6.967\text{kW/K}$$

并且

$$C_h = C_c = C_{\min} = 6.967\text{kW/K}$$

由于热流体流量增加一倍，所以热流体侧的传热系数也会增加但小于一倍。从而 U 和 NTU 将增加，结果导致 ε 较低。根据 Dittus-Boelter 关联式，$h \propto G^{0.8} \propto \dot{m}^{0.8}$。因此两个传热系数之比为

$$h_{h,new} = h_{h,old}\left(\frac{\dot{m}_{new}}{\dot{m}_{old}}\right)^{0.8} = 5000\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 2^{0.8} = 8705.5\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

总传热系数的值为

$$\frac{1}{U_{new}} = \frac{1}{h_{h,new}} + \frac{1}{h_c} = \frac{1}{87.505\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}} + \frac{1}{5000\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}} = 0.0003149\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

因此，$U_{new} = 3175.9\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$，从而新的 NTU 值为

$$NTU = \frac{3175.9\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 1.288\text{m}^2}{6.967 \times 10^3\text{W/K}} = 0.5871$$

由于 $C_h = C_c = 6.967\text{kW/K}$，$C^* = 1$，因此由表 3.6 中式 Ⅰ.2.1 或由表 3.3 中顺流的公式有

$$\varepsilon = \frac{1 - \text{e}^{-NTU(1+C^*)}}{1 + C^*} = \frac{1}{2}(1 - \text{e}^{-2NTU}) = 0.5(1 - \text{e}^{-2 \times 0.5871}) = 0.3455$$

$C^* = 1$ 时的出口温度为

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \varepsilon(T_{h,i} - T_{c,i}) = 50℃ - 0.3455(50 - 10)℃ = 36.2℃$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \varepsilon(T_{h,i} - T_{c,i}) = 10℃ + 0.3455(50 - 10)℃ = 23.8℃$$

换热量为

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = 0.3455 \times 6.967\text{kW/K} \times (50 - 10)℃ = 96.3\text{kW}$$

第②种情况。若两种流体的流量都增加一倍，则

$$C_{\min} = 6.967\text{kW/K} \quad C_c = 13.933\text{kW/K} \quad C_{\min} = C_h = 6.967\text{kW/K}$$

得到新的热容量比为

$$C^* = \frac{6000\text{kg/h} \times 4180\text{J/(kg} \cdot \text{K)}}{12000\text{kg/h} \times 4180\text{J/(kg} \cdot \text{K)}} = 0.5$$

在第一种情况所得结果 $h_h = h_c = 8705.5\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 的基础上，得到

$$U = \left(\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c}\right)^{-1} = \frac{8705.5\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}}{2} = 0.8047\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

NTU 的值为

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{4352.8\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 1.288\text{m}^2}{6967\text{W/K}} = 0.8047$$

由表 3.6 中式(Ⅰ.2.1)得到换热器有效度为

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+C^*)}}{1 + C^*} = \frac{1 - e^{-0.875 \times 1.5}}{1 + 0.5} = 0.4673$$

最终，得到换热器的出口温度为

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \varepsilon(T_{h,i} - T_{c,i}) = 50℃ - 0.4673(50 - 10)℃ = 31.1℃$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \varepsilon C^*(T_{h,i} - T_{c,i}) = 10℃ + 0.4673 \times 0.5(50 - 10)℃ = 19.3℃$$

传热量为

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = 0.4673 \times 6.967\text{kW/K} \times (50 - 10)℃ = 130.2\text{kW}$$

三种情况下的结果总结如下：

情况	$\dot{m}_h$ /kg/h	$\dot{m}_c$ /kg/h	h_h /kW/(m² · K)	h_c /kW/(m² · K)	*NTU*	C^*	ε	q	$T_{h,o}$ /℃	$T_{c,o}$ /℃
基本情况	3000	6000	5.0	5.0	0.9242	0.5	0.5000	69.7	30.0	20.0
第①种情况	6000	6000	8.7	5.0	0.5871	1.0	0.3455	96.3	36.2	23.8
第②种情况	6000	12000	8.7	8.7	0.8047	0.5	0.4673	130.2	31.3	19.3

讨论和注释：举这个例题的目的是说明增加一种或两种流体流量对换热器性能的影响。由于 ε—*NTU* 关联式通常是非线性(对这个问题,表 3.3 中给出了平行流动的 ε—*NTU* 关联式)，所以不可能在流量增加一倍的基础上，传热量也增加一倍。还有，传热系数也随流量发生非线性变化，在本例中，传热系数是根据 Dittus-Boelter 关联式而得出的。

在情况①中 $C_{\min}$ 侧的流量增加一倍，如期待的那样 *NTU* 降低，C^* 增加，ε 减小。然而 ε 比相应的线性减少量要小得多，而且 $C_{\min}$ 是随 $\dot{m}_h$ 线性增加。因此，换热器中的净传热量是增加的。由于流量增加，q 增大使得 $T_{h,o}$ 增加(不会减小)。但是由于 $C_{\max}(=C_c)$ 侧的流量没有改变，冷流体出口温度升高是由于换热器中的传热量增加的原因。因此，这个问题清楚地阐明了表 3.5 中上下箭头所表示的 $T_{h,o}$ 和 $T_{c,o}$ 的变化情况。然而此例题不能直接用表 3.5 的结果，因为此例题中的 $C_{\min} = C_h$，而表 3.5 中的 $C_{\min} = C_c$。

接下来，当两种流体流量都增加一倍时，由于总传热系数 U 增加，所以 NTU 的值在基本情况和第①种情况所得 NTU 的值之间。与第①种情况相比，单独降低 C^*，使得 ε 和 q 的值增加。然而，由于问题是非线性的，所以两种流体同时增加一倍，q 仍不会增加到基本情况值的两倍。我们得到的 $T_{c,o}$ 甚至比基本情况时的值要低。然而，如期待的那样，$T_{h,o}$ 将会位于基本情况和第①种情况的结果之间。

因此，会发现由于 h 和 $\dot{m}$ 以及 ε 和 NTU 的非线性关系，随着换热器中流量的增加，出口温度可能高于或低于基本情况。所以对于 $C_{min}=C_h$ 或对应的 $C_{min}=C_c$，应用表3.5可以得到 $T_{h,o}$ 和 $T_{c,o}$ 定性的变化情况，但对于定量的结果进行如本例题的实际计算是必要的。

例7.5 你作为一个设计者需要决定为了获得最大传热和最小压降，是否选用空气在27℃的温度下，0.05kg/s 的速度下，通过截面积为 $5000mm^2$ 的矩形管（截面纵横比为 $\alpha^*=\frac{1}{8}$）或方形管（截面纵横比 $\alpha^*=1$）的设计。管长是5m，管壁温度是100℃，另一侧介质是蒸汽。对于完全发展的湍流流动的矩形和方形管子，可使用下面的关联式来计算摩擦因子和努谢尔特数。

$$f=0.0791Re^{-0.25}(1.0875-0.0025\alpha^*)$$

$$Nu=0.024Re^{0.8}\cdot Pr^{0.4}$$

其中 α^* 是矩形流道界面的纵横比，空气参数如下：

$$\rho=1.0463\text{kg/m}^3\quad \mu=202.5\times10^{-7}\text{Pa}\cdot\text{s}\quad k=29.1\times10^3\text{W/(m}\cdot\text{K)}$$

$$c_p=1008\text{J/(kg}\cdot\text{K)}\qquad Pr=0.702$$

求解：

问题数据和简述：图例7.5所示是例题中涉及的两种管子。流体参数在题目中已给出具体说明。

确定：每一种管子的压降和传热，确定哪一种几何形状会得到较低的压降和较高的传热。

假设：完全发展的湍流流动，流体物性恒定。

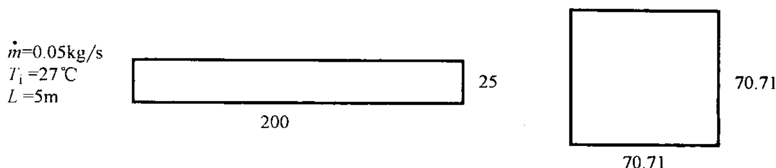
分析：首先计算矩形和方形管子的当量直径和雷诺数。

$\alpha^*=1/8$	$\alpha^*=1$
$D_h=\frac{4A_0}{P}=\frac{4\times200\text{mm}\times25\text{mm}}{2(200+25)\text{mm}}$ $=44.44\text{mm}$	$D_h=\frac{4A_0}{P}=\frac{4\times70.71\text{mm}\times70.71\text{mm}}{2(70.71+70.71)\text{mm}}$ $=70.71\text{mm}$
$G=\frac{\dot{m}}{A_o}=\frac{0.05\text{kg/s}}{5000\times10^{-6}\text{m}^2}=10\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$	$G=\frac{\dot{m}}{A_o}=\frac{0.05\text{kg/s}}{5000\times10^{-6}\text{m}^2}=10\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$
$Re=\frac{GD_h}{\mu}=\frac{10\text{kg/m}^2\cdot\text{s}\times(44.44\times10^{-3}\text{m})}{202.5\times10^{-7}\text{Pa}\cdot\text{s}}$ $=21946$	$Re=\frac{GD_h}{\mu}=\frac{10\text{kg/m}^2\cdot\text{s}\times(70.71\times10^{-3}\text{m})}{202.5\times10^{-7}\text{Pa}\cdot\text{s}}$ $=34919$

传热：为了计算出口温度和传热量，首先确定换热器有效度来计算 NTU 和 C^*。对于Ⓣ边界条件，壁面和空气的温度分布与图 3.1c 所示的类似。它们是对应 $C^*=0$ 的情况。因此可以应用式(3.84)中的 ε—NTU 公式。因为没有指定壁面热阻、另一流体侧热阻和污垢热阻，并且没有翅片，所以由式(3.20)可以有

$$UA = hA$$

其中 h 由给出的努谢尔特关联式得到的 Nu 来计算。我们现在对 $\alpha^* = \frac{1}{8}$ 和 $\alpha^* = 1$ 分别计算 q 和 $T_{a,o}$。



图例 7.5　管子参数

$\alpha^* = \frac{1}{8}$的情况。让我们首先计算空气侧的传热系数。根据给定关联式有

$$Nu = 0.024Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 0.024(21946)^{0.8}(0.702)^{0.4} = 61.92$$

因此

$$h = Nu\frac{k}{D_h} = 61.92 \times \frac{29.1 \times 10^{-3}\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})}{44.44 \times 10^{-3}\text{m}} = 40.55\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

要计算 $NTU = UA/C_{\min}$，先计算 A 和 $C_{\min}$。5m 长的矩形管子$\left(\alpha^* = \frac{1}{8}\right)$表面积 A 为

$$A = PL = 2(200 + 25) \times 10^{-3}\text{m} \times 5\text{m} = 2.25\text{m}^2$$

$$C_{\min} = \dot{m}c_p = 0.05\text{kg/s} \times 1008\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 50.40\text{W/K}$$

代入 NTU 公式得

$$NTU = \frac{hA}{C_{\min}} = \frac{40.55\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \times 2.25\text{m}^2}{50.40\text{W/K}} = 1.810$$

继而得出：

$$\varepsilon = 1 - \text{e}^{-NTU} = 1 - \text{e}^{-1.810} = 0.8364$$

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_w - T_{a,i}) = 0.8364 \times 50.40\text{W/K} \times (100 - 27)℃ = 3077\text{W}$$

由能量平衡方程得到出口温度为

$$T_{a,o} = T_{a,i} + \frac{q}{C_{\min}} = 27℃ + \frac{3077\text{W}}{50.40\text{W/K}} = 88.1℃$$

$\alpha^* = 1$ 的情况。这种情况下有

$$Nu = 0.024Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 0.024(34919)^{0.8}(0.702)^{0.4} = 89.78$$

因此 h、A 和 NTU 的计算如下：

$$h = Nu\frac{k}{D_h} = 89.78 \times \frac{29.1 \times 10^{-3}\,\text{W/(m·K)}}{70.71 \times 10^{-3}\,\text{m}} = 36.95\,\text{W/(m}^2\text{·K)}$$

$$A = PL = 2(70.71 + 70.71) \times 10^{-3}\,\text{m} \times 5\,\text{m} = 1.414\,\text{m}^2$$

$$C_{\min} = \dot{m}c_p = 0.05\,\text{kg/s} \times 1008\,\text{J/(kg·K)} = 50.40\,\text{W/K}$$

$$NTU = \frac{hA}{C_{\min}} = \frac{36.95\,\text{W/(m}^2\text{·K)} \times 1.414\,\text{m}^2}{50.40\,\text{W/K}} = 1.037$$

现在确定 ε、q 和 $T_{a,o}$如下：

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-1.037} = 0.6455$$

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_w - T_{a,i}) = 0.6455 \times 50.40\,\text{W/K} \times (100 - 27)\,^\circ\text{C} = 2375\,\text{W}$$

由能量平衡方程得到出口温度为

$$T_{a,o} = T_{a,i} + \frac{q}{C_{\min}} = 27\,^\circ\text{C} + \frac{2375\,\text{W}}{50.40\,\text{W/K}} = 74.1\,^\circ\text{C}$$

$\alpha^* = \frac{1}{8}$时的压降，根据给定关联式有

$$f = 0.0791Re^{-0.25}(1.0875 - 0.1125\alpha^*)$$
$$= 0.0791(21946)^{-0.25}\left(1.0875 - 0.1125 \times \frac{1}{8}\right) = 0.006976$$

对于单管用 $\sigma = 1$，入口和出口损失很小，流动加速引起的压降也很小。因此根据式(6.29)，此矩形管的中心压降为

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c\rho D_h} = \frac{4 \times 0.006976 \times 5\,\text{m} \times [10\,\text{kg/(m}^2\text{·s)}]^2}{2 \times 1 \times 1.0463\,\text{kg/m}^3 \times 44.44 \times 10^{-3}\,\text{m}} = 150.0\,\text{Pa}$$

$\alpha^* = 1$ 时压降。这种情况下的摩擦因子，由给定关联式得

$$f = 0.0791Re^{-0.25}(1.0875 - 0.1125\alpha^*)$$
$$= 0.0791(34919)^{-0.25}(1.0875 - 0.1125 \times 1) = 0.005642$$

因此这种管的摩擦压降为

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c\rho D_h} = \frac{4 \times 0.005642 \times 5\,\text{m} \times [10\,\text{kg/(m}^2\text{·s)}]^2}{2 \times 1 \times 1.0463\,\text{kg/m}^3 \times 70.71 \times 10^{-3}\,\text{m}} = 76.3\,\text{Pa}$$

以上结果总结如下：

α^*	q/W	Δp/Pa	$q/q\alpha^* = 1$	$\Delta p/\Delta p\alpha^* = 1$
$\frac{1}{8}$	3077	150.0	1.30	1.97
1	2375	76.3	1.00	1.00

从上面的结果和中间的纵横比，我们可以发现矩形管的纵横比越小，湍流流动中的传热量和压降越高。压降 Δp 比传热量 q 增加的快。因此，如果压降受到限制，就选择方形管。如果要求较高的传热量，就选择纵横比尽可能小的矩形管。

讨论和注释：这个例题说明了湍流中压降随矩形管纵横比的减小而增加。还可以看出对于层流而言，压降的增加将更加明显（>1.97）。因此，如果仅想设计一个矩形管用于流体流动，那么方形管将产生最小的压降。传热量也如上所示，随纵横比的减小而增加，但是增加率比压降的要低。这个问题用于连接热力系统中各种部件的管子的设计，如果要设计换热器表面，在10.3节中给出了换热器表面选择标准。

圆管及表面粗糙度：粗糙的单元对层流流动没有影响，除非粗糙单元的高度相对于管子截面尺寸不可忽略时。但是它对过渡流和湍流流动有强烈的影响，在这些流态中，表面粗糙导致局部流动分离和重新附着。通常在一定的雷诺数范围内会导致摩擦因子和传热系数的增加。液体湍流边界层中的主要热阻是粘性底层。在 $Pr=5$ 和 $Pr=100$ 时，分别会造成60%和95%的温降（Slanciauskas，2001）。因此，湍流流动中（图7.3），如果粗糙度单元高度 e 与层流底层（粘性底层）的厚度 δ_l 有相同的数量级，则粗糙度会破坏层流底层，会增加壁面切应力和传热。实际上，若表面足够粗糙，就不存在粘性底层。在那种情况下，明显的湍流切应力将会直接作用于壁面形成形状阻力。对于空气和其他气体，由于表面粗糙度更大，表面粗糙度诱导传热会增加，这会在下游形成再循环（流动混合）和流动冲击（重新附着），从而使得粘性底层变薄。因此，e/δ_l 是表面粗糙影响的一个决定因素。对于液体和气体，粗糙表面仅能将过渡流中的传热提高，大约达到粗糙雷诺数 e^+［由式（7.85）定义］的100倍。

实际中的粗糙单元可以分成两类：①粗糙单元在三维空间分布一致，包括：颗粒粗糙，电蚀刻造成的粗糙；②重复的二维单元，如沿正常流动方向横向肋式排列，在一个螺旋形式中分布在整个表面上的螺旋肋式排列也可以视为二维类型。对液体而言，更希望出现第一种情况的粗糙单元。对于气体，较大的重复肋式粗糙度会导致下游的流动混合和重新附着，从而增强传热。为了加强气体流动传热，肋骨高度和角度（最优值为45°）是最重要（Slanciauskas，2001）的参数，然后是肋间距和肋形状。

可以用幂律公式，式（7.2）来描述粗糙圆管中的完全发展速度分布，指数 n 的值为4～5。在湍流的中心区域，光滑管和圆管的速度特性是一样的，强调了湍流中心的湍流机制与管壁条件无关的事实。

对于粗糙管子，湍流流动 f 因子与粗糙类型、管径 d_i 相关的粗糙度高度 e，以及二维和三维粗糙中的其他几何量有关。结果通常与粗糙雷诺数 e^+ 相关，定义如下。

$$e^+=\frac{eu^*}{\nu}=\frac{e}{\nu}\left(\frac{\tau_w g_c}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}}=\frac{e}{d_i}\,\frac{u_m d_i}{\nu}\left(\frac{\tau_w g_c}{\rho u_m^2}\right)^{\frac{1}{2}}=\frac{e}{d_i}Re\sqrt{\frac{f}{2}} \tag{7.85}$$

其中称 $u^* = (\tau_w g_c/\rho)^{1/2}$ 为摩擦速度。粗糙雷诺数用 e 作为特征尺寸，u^* 作为流速。式(7.85)通过最后一个等式基于当量直径和 u_m 给出了粗糙雷诺数和常规雷诺数的关系。

在对圆管中基于对颗粒状粗糙表面所做的试验，Nikuradse 确定了粗糙流动中的三种流动类型：水力光滑态($0 \leqslant e^+ \leqslant 5$)，过渡态($5 \leqslant e^+ \leqslant 70$)和完全粗糙态($e^+ > 70$)。注意目前上面三种流动类型的可接受的 e^+ 的规定范围与 Nikuradse 最早提出的稍微有所不同。对于完全粗糙态，没有粘性底层。表 7.8 中列出了三种类型的摩擦因子的关联式。

Nikuradse 用密排颗粒的表面所得到的粗糙程度可以认为是最大密度下的粗糙程度。粗糙程度的特征尺寸是 e 或 e/D_h。但是其他一些仅有限尺寸分布均匀的形状如球形、球截形、圆锥形等不能仅用 e 或 e/D_h 作为特征尺寸。这种情况下，确定一个当量粗糙度 e_s，这样 Nikuradse 用颗粒粗糙度测量的完全粗糙态摩擦因子和速度分布就可以应用了。

在流动方向用正确的角度的肋的二维肋式粗糙度得到的当量颗粒粗糙度 e_s/D_h 比 e/D_h 的值大得多。例如，$e/D_h = 0.001$ 时，在完全粗糙态的 $e_s/D_h = 0.025$。这意味着由二维肋形成的垂直于流动方向的粗糙度比相同高度的颗粒粗糙更能提高 f。

实际管子中的自然粗糙度是三维的(类似于颗粒粗糙)并且有任意的形状和随意分布。颗粒粗糙类型和实际粗糙类型下的 f 与 Re 曲线的主要不同在于粗糙流动的过渡态。对于颗粒粗糙型，f 在 Re 的某个中间值达到最小值，然后随 Re 的增加逐渐接近于定值。对于实际粗糙型，f 随 Re 的增加单调减小，最终在 Re 较高处达到一个渐进值。图 6.4 表示了商业粗糙管的范宁摩擦因子。

根据表 7.8 中的式(7.87)或图 6.4，完全粗糙态的摩擦因子是不变的，与 Re 无关。因此，只要换热器表面摩擦因子 f 的试验值几乎恒定，与 Re 无关（通常在高 Re 处），我们就可以在那个 Re 范围内将该表面表征为粗糙表面。

表 7.8 圆管粗糙表面流动机理和摩擦关联式

流动机理	e^+ 的范围	关联式	方程
动量光滑	$0 \leqslant e^+ \leqslant 5$	参考表 7.6 中的式(7.70)	式(7.70)
过渡	$5 \leqslant e^+ \leqslant 70$	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.48 - 1.7372\ln\left(\frac{2e}{d_i} - \frac{16.2426}{Re}\ln A_2\right)$ 其中 $A_2 = \frac{\left(\frac{2e}{d_i}\right)^{1.1098}}{6.0938} + \left(\frac{7.149}{Re}\right)^{0.8981}$	式(7.86)
完全粗糙	$e^+ \geqslant 70$	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.48 - 1.737\ln\frac{2e}{d_i} = 2.28 - 1.737\ln\frac{e}{d_i}$	式(7.87)

注：数据摘自 Bhatti 和 Shah 的相关著作。

Dipprey、Sabersky 和 Webb 概括了对颗粒粗糙类型（二维和三维的）和重复肋骨粗糙类型下的湍流流动传热的研究。Dipprey 和 Sabersky 推荐使用下面的这个公式，这个公式是在密排颗粒粗糙圆管中测量传热得到的。

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re \cdot Pr}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}}\left[\bar{g}(e^+) Pr^{-0.44} - B(e^+)\right]} \tag{7.88}$$

其中 f 由式(7.70)、式(7.86)和式(7.87)得到，对适当范围内的 e^+，表 7.9 给出了 $B(e^+)$ 值[是在 Dipprey 和 Sabersky 给出的近似直线的基础上得到的]，图 7.20 中给出了 $\bar{g}(e^+)Pr^{-0.44}$ 曲线，其关联式为

$$\bar{g}(e^+)Pr^{-0.44} = \begin{cases} 9.684 + 0.0658e^+ - 0.0003(e^+), & \text{当 } 5 < e^+ < 70,\ Pr = 1.20 \text{ 时} \\ 24.5 - 0.24e^+, & \text{当 } 5 < e^+ < 50,\ Pr = 2.79 \text{ 时} \\ 2.5 + 0.2e^+, & \text{当 } 50 < e^+ < 70,\ Pr = 2.79 \text{ 时} \\ 18.02 - 0.408e^+ + 0.0101(e^+)^2 & \text{当 } 5 < e^+ < 70,\ Pr = 4.85 \\ \quad - 8 \times 10^{-5}(e^+)^3, & \quad \text{和 } 5.94 \text{ 时} \\ 17.287 - 0.4781e^+ + 0.0131(e^+)^2 & \text{当 } 5 < e^+ < 70,\ Pr = \\ -0.000105(e^+)^3, & \quad 1.20 - 5.94 \text{ 时} \end{cases} \tag{7.89}$$

$$\bar{g}(e^+)Pr^{-0.44} = 16.342 + 0.002e^+,\text{当 } e^+ > 70 \text{ 时} \tag{7.90}$$

表 7.9　式(7.88)中的 $B(e^+)$ 值

e^+ 的范围	$0 \leqslant e^+ \leqslant 3$	$3 \leqslant e^+ \leqslant 7$	$7 \leqslant e^+ \leqslant 14$	$14 \leqslant e^+ \leqslant 70$	$e^+ \geqslant 70$
$B(e^+)$	$5.5 + 2.5\ln e^+$	$8.30 + 0.318e^+$	9.52	$9.78 - 0.0186e^+$	8.48

注意式(7.89)中的最后一个表达式覆盖了从 1.20 ~ 5.94 全部范围内的 Pr，但是与 Dipprey 和 Sebarsky 的数据对比，由此公式得到的 $Pr = 1.20$，$e^+ \leqslant 20$ 时的值的误差达到 25%，根据 Dipprey 和 Sebarsky 图中的保留一位小数的数据，得出其他表达式误差在 ±8% 之内。当 $1 < Pr < 6$ 时，式(7.88)是有效的。在完全湍流态（$e^+ > 70$），$0.5 < Pr < 5000$ 范围内，Shah 和 Bhatti 给出了更通用的方程。

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}}\left[\{17.42 - 13.77Pr_t^{0.8}\}(e^+)^{0.2}Pr^{0.5} - 8.48\right]} \tag{7.91}$$

其中湍流普朗特数 Pr_t 是 Pr 的函数，下面的就是 Malhotra 和 Kang 给出的在 $10^4 < Re < 10^6$ 范围内对于圆管的关联式。

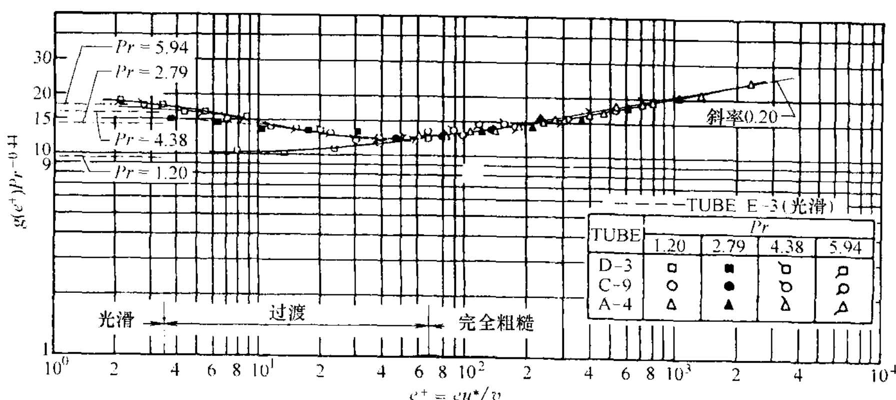


图 7.20 颗粒粗糙数据得到的传热关联式(摘自 Dipprey 和 Sabersky, 1963)

$$Pr_t = \begin{cases} 1.01 - 0.09Pr^{0.36}, & 1 \leqslant Pr \leqslant 145 \\ 1.01 - 0.11\ln Pr, & 145 \leqslant Pr \leqslant 1800 \\ 0.99 - 0.29(\ln Pr)^{0.2}, & 1800 \leqslant Pr \leqslant 12500 \end{cases} \quad (7.92)$$

根据 $0.7 \leqslant Pr \leqslant 4600$ 完全粗糙态的试验数据，结合式(7.91)和式(7.92)预测值在 ±15%之内。

在流过颗粒粗糙类型表面的过渡态($5 \leqslant e^+ \leqslant 70$)，斯坦顿数可以增加 2 至 3 倍，随着相应的 St/f 由较低值逐渐增加至 0.25 的过程中摩擦因子也不断增加。在给定压降情况下，在这个区域里表面粗糙度会减少所要求的表面积。然而超过了一定的 Re 和 Pr 的组合，在 St 没有明显变化的情况下，完全粗糙区(图6.4)的粗糙表面也会增加f。在那个区域里，对于所有的 e/d_i 值，j 因子会随着 Re 的增加而继续减少，而f保持不变。原因在于表面粗糙度导致形成形状阻力，并且在高 Re 下与表面摩擦相比，它占主导因素。图 6.4 给出了这种结果的平缓(非降低)f-Re 曲线。这种形状阻力不会带来相应的传热，因此随 Re 增加 j 减小，类似于光滑表面，从而降低了粗糙表面相关的传热性能。

7.4.2 水力发展流

由于沿流道轴线方向出现了非粘性速度梯度，所以内部流道的动量发展流动类似于流过外部流道的情况。从入口至轴向势能区消失的点的距离 L_{hy} 称为动量入口段长度。圆管的动量入口段长度的公式为

$$\frac{L_{hy}}{D_h} = \begin{cases} 0.056Re, & \text{层流流动}(Re \leqslant 2100) \\ 1.359Re^{\frac{1}{4}}, & \text{湍流流动}(Re > 10^4) \end{cases} \quad (7.93)$$

式(7.93)表明了对于层流，当 $Re = 2100$ 时，$L_{hy}/D_h = 137$；然而对于湍流，

当 $Re=10^4$ 时，$L_{hy}/D_h=13.6$。因此层流的水动力入口的影响比湍流的持续长。在实际中，水动力入口效应表现为随摩擦因子和传热系数的增加而增加。

7.4.2.1　层流流动

动量入口段的摩擦因子比完全发展段要高。外观上的摩擦因子包括了入口段的表面摩擦和动量的改变的影响[式(7.19)]。图7.21所示的是四种几何形状流道的 $f_{app}\cdot Re$ 与 x^+ 函数关系图。对于其他的几何形状，可以参考 Shah 和 London 和 Shah 和 Bhatti 的相关著作。从图7.21可以看出当 x^+ 很小时，四种几何形状流道的 $f_{app}\cdot Re$ 值几乎是一样的。这是由于边界层的发展的影响是一样的，并且没有受到最开始入口段中临近表面的边界层的影响。

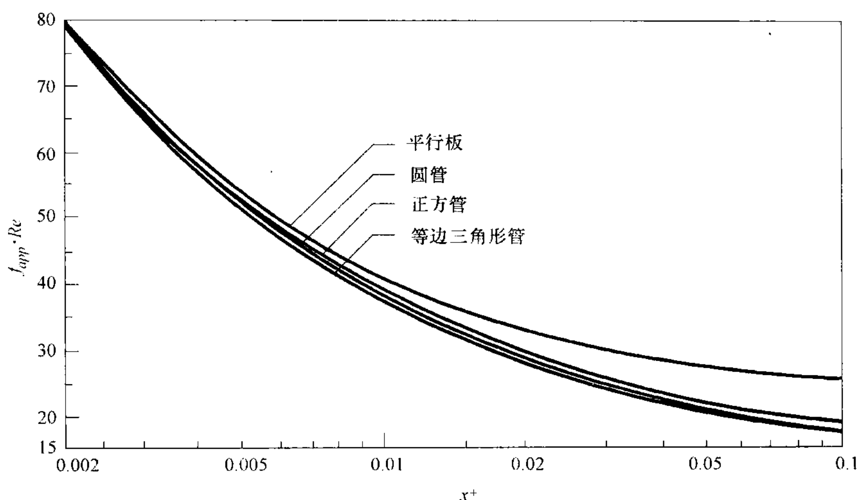


图7.21　平行板、圆管、正方形管和等边三角形管中发展流动的 $f_{app}\cdot Re$ 因子

根据流过平板时的层流边界层的发展和圆管及一些非圆管中的完全发展流动所得到的解，$f_{app}\cdot Re$ 的关联式如下（Shah 和 London，1978）。

$$f_{app}\cdot Re=3.44(x^+)^{-0.5}+\frac{\dfrac{K(\infty)}{(4x^+)}+fRe-3.44(x^+)^{-0.5}}{1+C'(x^+)^{-0.2}} \tag{7.94}$$

表7.10中列出了矩形管、等边三角形管和同心圆环管子的 $f_{app}\cdot Re$、$K(\infty)$ 和 C' 的值。关联式中 f_{app} 的定义与 f 定义方式是一样的[对比式(7.18)和式(7.19)]，但是 f_{app} 包含了由于发展中的流动与充分发展流动之间的动量比变化和附加的壁面切应力引起的额外压降的贡献。仅考虑式(7.94)右侧的第一部分，它表明了 $f\propto Re^{-0.5}$。

需要强调的是当用式(7.94)精确的估测单管的外观摩擦因子 f_{app} 时，通常不

能预测近似相同的间断翅片形状的摩擦因子值，如紧凑式换热器中用到的锯齿形翅片和百叶窗翅片的摩擦因子值。这是因为它只包含了表面摩擦的影响。在间断表面的光滑或毛刺边缘上产生的形状阻力和尾迹影响会明显作用于压降上，因此，分析所得的f_{app}不能用于换热器的设计中。但是根据单凭经验的方法，$f \approx 4j$或类似的形式可以用来估测间断表面的f因子，其中j因子事先通过理论或试验已经得到。

表 7.10　式(7.94)中应用的 $K(\infty)$、$f \cdot Re$ 和 C' 值

	$K(\infty)$	$f \cdot Re$	C'
		矩形管道	
α^*			
1.00	1.43	14.227	0.00029
0.50	1.28	15.548	0.00021
0.20	0.931	19.071	0.000076
0.00	0.674	24.000	0.000029
		等边三角形管道	
2ϕ			
60°	1.69	13.333	0.00053
		同心环管道	
r^*			
0	1.25	16.000	0.000212
0.05	0.830	21.567	0.000050
0.10	0.784	22.343	0.000043
0.50	0.688	23.813	0.000032
0.75	0.678	23.967	0.000030
1.00	0.674	24.000	0.000029

注：数据来源于 Shah 和 London 的相关著作。

7.4.2.2　湍流流动

在入口段，湍流摩擦因子比完全发展段的要高。然而入口段却非常短，一般小于 10 倍的管径，并且在大多数应用中在管子入口段的所导致的压降的其他因素变得更重要。因此，在压降计算中通常忽略发展中的湍流段的影响。Zhi-qing 已经建立了圆管中发展湍流的$f_{app} \cdot Re$ 的封闭形式的解，并且表明这种情况下的$f_{app} \cdot Re$ 的值与 Re 和 x^+ (Shah 和 Bhatti，1988) 有关。

7.4.3　热力发展流

图 7.4 和图 7.6a 描述了在圆管和非圆管中，速度已经充分发展的层流流动中温度的发展情况。还没有通用的公式来估测热力入口长度。在速度充分发展的

圆管中，对于Ⓗ和Ⓣ边界条件，Shah 和 London 给出了 $L_{th}^{*}=L_{th}/(D_h \cdot Re \cdot Pr)$。

$$L_{th,\mathrm{H}}^{*}=0.0431 \qquad L_{th,\mathrm{T}}^{*}=0.0335 \tag{7.95}$$

对于空气（$Pr=0.7$）在 $Re=2000$ 时，其转化为 L_{th}/D_h，上式分别为 60 和 47，并且对于水及其他高普朗特数的液体的值要明显更高（超过 100）。高 Pr 的液体（即与动量扩散相比，流体热力扩散速度很慢）热力入口段很长的原因是热力边界层的逐渐发展（通过图 7.6b 得到基本概念）。

空气和液体的湍流流动的热力入口段长度几乎与 Re 和热边界条件无关。对于空气 L_{hy}/D_h 在 8～15 变化，对于液体 $L_{hy}/D_h<3$。对于非圆管，由于在拐角区域同时存在层流流动，所以 L_{hy}/D_h 可能高达 30～40。

7.4.3.1　层流流动

热力入口段的努谢尔特数比完全发展情况下的值要高。图 7.22 和图 7.23 是Ⓣ和Ⓗ边界条件下的四种几何形状流动的局部努谢尔特数。理论上，$x=0$ 时的努谢尔特数无限制的并且随着 x^* 的增加逐渐达到充分发展值。Shah 和 London 及 Shah 和 Bhatti 给出了许多几何形状的热力入口段的 Nu 解。

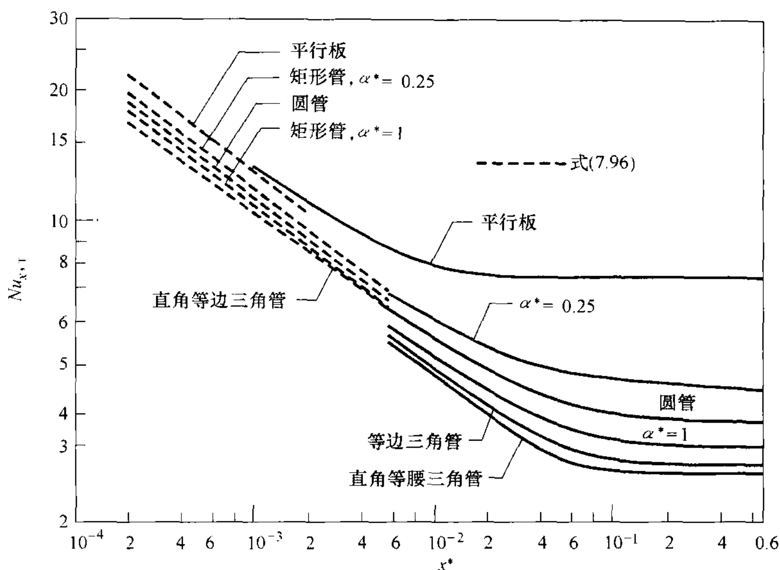


图 7.22　平行板、圆管、矩形管和等腰三角形管中在速度完全发展，温度曲线发展中情况下的 $Nu_{x,\mathrm{T}}$ 的比较（摘自 Shah 和 London，1978）

具有层流充分发展速度特性和发展中的温度特性的圆管和非圆管，在Ⓣ和Ⓗ边界条件下的热力入口段的局部努谢尔特数和平均努谢尔特数的关系如下（Shah 和 London，1978）。

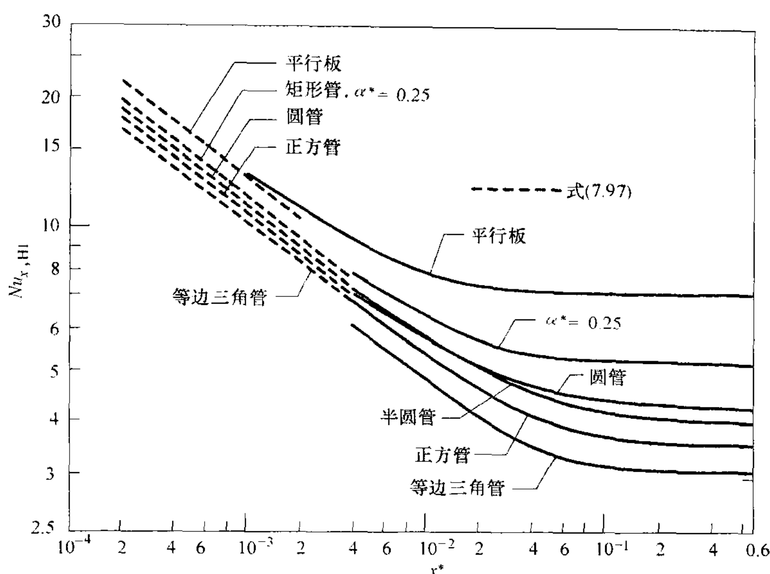


图 7.23 平行板、圆管、矩形管和等腰三角形管中在速度完全发展，温度曲线发展中情况下的 $Nu_{x,H1}$ 的比较（摘自 Shah 和 London，1978）

$$Nu_{x,T}=0.427(f\cdot Re)^{\frac{1}{3}}(x^*)^{-\frac{1}{3}}\quad Nu_{m,T}=0.641(f\cdot Re)^{\frac{1}{3}}(x^*)^{-\frac{1}{3}}\tag{7.96}$$

$$Nu_{x,H1}=0.517(f\cdot Re)^{\frac{1}{3}}(x^*)^{-\frac{1}{3}}\quad Nu_{m,H1}=0.775(f\cdot Re)^{\frac{1}{3}}(x^*)^{-\frac{1}{3}}\tag{7.97}$$

其中 f 是完全发展流动时的范宁摩擦因子，Re 是雷诺数，$x^*=x/(D_h\cdot Re\cdot Pr)$。

对于间断表面，$x=l_s$。上面推荐的方程适用于 $x^*<0.001$。根据式(7.96)和式(7.97)以及其他的表面是发展层流的层流流动的解得到下面的观察结果。

1）热力边界条件对热力发展中流动的影响与热力完全发展流动的影响有相同的数量级，对于这两种情况已经考虑了动量完全发展流动。

2）因为 $Nu\propto(x^*)^{-1/3}=[x/(D_h\cdot Re\cdot Pr)]^{-1/3}$，$Nu\propto Re^{1/3}\propto u_m^{1/3}$，所以 h 随 $u_m^{1/3}$ 而变。

3）因为速度特性被考虑成是完全发展的，所以如上文提到的 $\Delta p\propto u_m$。

4）管子形状对热力发展中的 Nu 的影响不如对完全发展的 Nu 值的影响大。

由于流动分离、漩涡、毛刺边缘或其他因素，式(7.96)和式(7.97)可能得不到间断表面，如锯齿形翅片和百叶窗翅片的努谢尔特数的精确值。分析许多间断几何表面的试验数据可以发现，x^* 的指数在 $-0.3\sim-0.6$ 之间变化，这与流动类型、流动发展情况以及其他因素有关。应用指数的试验值（可能不是 -0.33），式(7.96)和式(7.97)提供了用于估测 j 和 f 的试验数据未知的一组表

面的特性的有价值的指导。例如，假如我们已知间断长度为 l_1 的间断表面在一些 Re(层流流动)点上的 j_1 和 f_1 值的情况。然而，在设计中，更喜欢采用相同类型但是间断长度为 l_2 的间断表面。一旦将间断长度从 l_1 变为 l_2，则最初的间断长度为 l_1 的间断表面的 j 和 f 就不再适用。这种情况下，相同流体在相同 Re 下的新值 j_2 和 f_2 可以通过以下方法获得。

因为 $j = Nu \cdot Pr^{-\frac{1}{3}}/Re$，根据式(7.96)和式(7.97)有

$$j \propto (x^*)^{-\frac{1}{3}} \propto \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-\frac{1}{3}} \tag{7.98}$$

因此

$$\frac{j_2}{j_1} = \left(\frac{\frac{l_2}{D_{h,2}}}{\frac{l_1}{D_{h,1}}}\right)^{-\frac{1}{3}} \tag{7.99}$$

由于其他量均已知，所以可以由式(7.99)很容易地得到 j_2 的值。如果没有其他信息可以利用，则考虑

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{j_2}{j_1} \tag{7.100}$$

来估算 f_2。这是因为形状阻力和表面摩擦有相同的数量级。因此，我们不能将基于理论的发展中的流动摩擦因子的解用于间断翅片表面。需要强调的是式(7.100)意味着 f_2 与 j_2 的关系与 f_1 和 j_1 的关系是一样的。在前面的例题中如果不是将间断长度从 l_1 变为 l_2，而是改变翅片密度，就会使得当量直径从 $D_{h,1}$ 变为 $D_{h,2}$。在那种情况下，可以使用和前面相同的步骤来确定 j_2 和 f_2。

图7.24所示的是壁面温度边界条件恒定不变的几种不同几何形状的流道的 Nu_m/Nu_{fd} 理论比与 x^* 的函数关系。从图中可以观察到以下结论。

1）入口段的努谢尔特数和传热系数根据间断长度 $l^* = x^*$ 可能比完全发展的值要高2～3倍。

2）在 $x^* \approx 0.1$ 处，尽管局部努谢尔特数接近完全发展值，但是对于长度为 $l^* = x^* = 0.1$ 的通道，平均努谢尔特数比完全发展流动的值要高很多。

3）一定 x^* 值下，Nu_m/Nu_{fd} 的值从平行板的最小值逐渐增大到等边三角形管的最大值，因此，这个值的数量级是通道形状的函数。注意这恰好与表7.3中的完全发展流动的 Nu_{fd} 相反。这是因为管子截面形状影响 $Nu_{x,T}$ 和 $Nu_{m,T}$ 直到相邻壁面的热边界层开始相互作用。对于间断表面，由于热力发展流的 Nu 和 h 的低值，完全发展流动下的基本流道几何形状(如三角形)不会有重要阻碍。

4）在 $x^* = 1$ 处 Nu_m/Nu_{fd} 的较高的比值意味着流道的入口段较长。

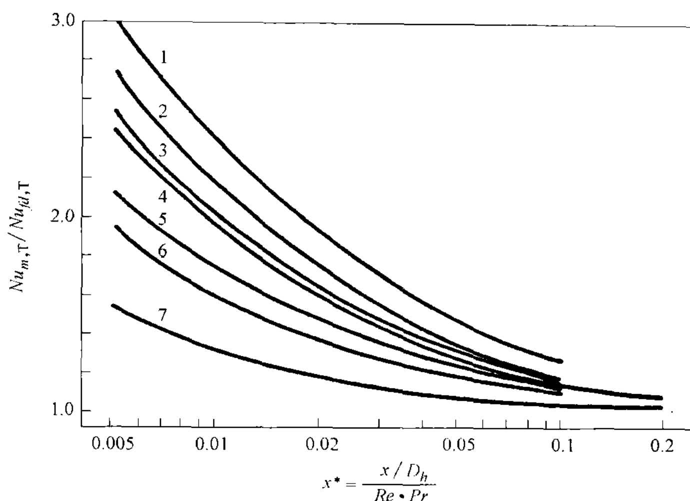


图 7.24　在速度完全发展的条件下，不同管子发展层流至完全发展层流的 Nu_T 之比（摘自 Shah 和 Webb，1983）

1—等边三角管　2—正方管　3—$\alpha^* = 1/2$ 矩形管　4—圆管
5—$\alpha^* = 1/4$ 矩形管　6—$\alpha^* = 1/6$ 矩形管　7—平行板

7.4.3.2　湍流流动

热力入口段的努谢尔特数（Nu_x）比完全发展情况下的值要高。这趋势与层流流动的情况类似。然而，与层流流动不同的是，当 $Pr \geqslant 0.7$ 时，努谢尔特数与热力边界条件无关。

下面的关联式适用于计算圆形流道中热力发展流在Ⓣ和Ⓗ边界条件下的局部和平均努谢尔特数（Bhatti 和 Shah，1987）。

$$\frac{Nu_x}{Nu_\infty} = 1 + \frac{C_6}{10\left(\frac{x}{D_h}\right)} \qquad \frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{C_6}{\frac{x}{D_h}} \tag{7.101}$$

其中，Nu_∞ 表示从表 7.7 中的推荐公式分离出来的完全发展的 Nu_T 或 Nu_H，并且有

$$C_6 = \frac{\left(\frac{x}{D_h}\right)^{0.1}}{Pr^{\frac{1}{8}}}\left(0.68 + \frac{3000}{Re^{0.81}}\right) \tag{7.102}$$

这些关联式适用条件为 $x/D_h > 3$，$3 < Re < 10^5$ 和 $0.7 < Pr < 75$。当 $Pr = 0.7$ 时，所求得的 Nu_m 值与试验测量值之间的误差在 ±12% 之间。

注意式（7.101）中的 Nu_x 和 Nu_m 是 x/D_h、Re 和 Pr 的函数。与之相比，发展层流流动的努谢尔特数仅与 $x^* = x/(D_h \cdot Re \cdot Pr)$ 有关。作为一个说明，图 7.25

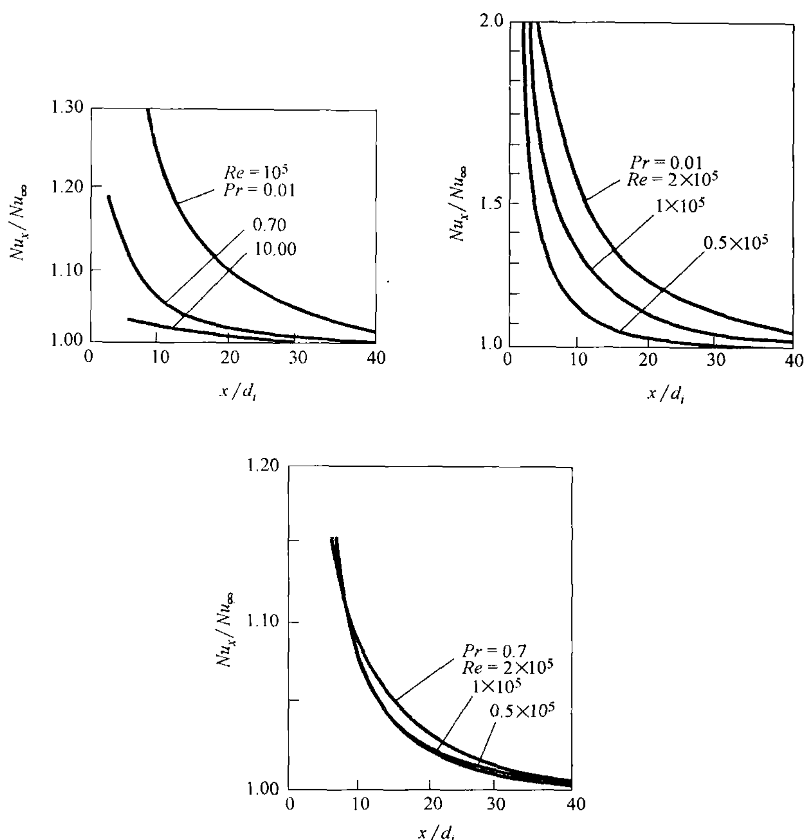


图 7.25　圆管在Ⓗ边界条件下的湍流入口段的努谢尔特数是 x/d_i、Re 和 Pr 的函数

描绘了圆管在Ⓗ边界条件下的湍流入口段的局部努谢尔特数。

7.4.4　同时发展流

7.4.4.1　层流

在同时发展流中，速度和温度分布在入口段都发展。如果它们在管子入口处一致，那么入口段壁面附近的流体速度、速度梯度和温度梯度则会比速度曲线已经完全发展的情况要高。壁面附近较高的流速沿流动方向对流交换了更多的热能，并且热力入口段的传热比发展中的速度特性情况下的要高。作为一个例子，图 7.26 中对比了完全发展速度特性和发展中的速度特性下的 $Nu_{x,H}$。图中 $Pr=\infty$ 的曲线表示了任意流体（$Pr<\infty$）在温度曲线开始发展前速度曲线已经完全发展的情况下的相关性。从图 7.26 可以清楚地看到同时发展中的流动（$Pr<\infty$）情况下的努谢尔特数的值较高。

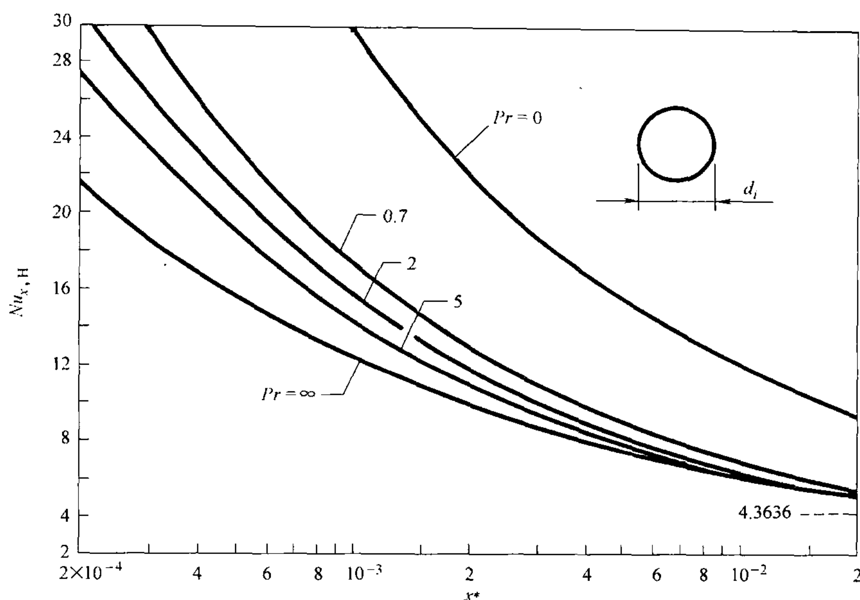


图 7.26　圆管中同时发展层流流动下的 $Nu_{x,H}$ 是 x^* 和 Pr 的函数(摘自 Shah 和 London, 1978)

另外，在同时发展流动中，温度边界层的发展率相对于速度边界层，与普朗特数有关(图 7.6b 和图 7.6c)。如果速度和温度曲线在管子入口处一致，那么在管子入口段，普朗特数越低，温度边界层与速度边界层相比发展得越快。这就会导致在壁面有较低的温度梯度，使得在一定的 $x^+ = x/(D_h \cdot Re)$ 处努谢尔特数和传热降低。因此，对于指定管子在给定 x^* 处，普朗特数越低，努谢尔特数越低。但是，如果轴向坐标通过式子 $x^* = x^+/Pr$ 延伸或缩短，则在给定 x^* 处，普朗特数越低，努谢尔特数越高。图 7.26 所示的是圆管中流体普朗特数对入口段努谢尔特数的影响。图 7.27 对比了在 $Pr = 0.7$ 时的圆管、平行板、矩形管和等边三角形管子中的同时发展流动情况下的 $Nu_{x,H1}$ 的值。

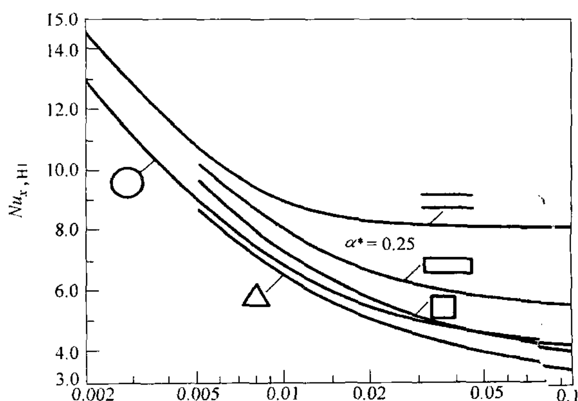


图 7.27　恒定截面管子 $Pr = 0.7$ 时同时发展流动的 $Nu_{x,H1}$(摘自 Shah 和 London, 1978)

同时发展流动条件下的入口段的努谢尔特数的理论值比热力发展的以及动量完

全发展流动条件下的要高。这些理论解没有考虑流体流过间断换热面时发生尾涡（尾迹影响）或二次流的影响。试验数据表明在同时发展流动条件下，紧凑间断表面达不到预期的较高的传热系数。热力发展流动（发展的速度曲线）的结果与间断表面的试验数据相符很好，如图7.24所示或见式(7.96)和式(7.97)，因此推荐使用这些作为设计指导，如果有试验数据可以利用，则方程中应当使用 x^* 的校正指数，而不是 $-1/3$。

7.4.4.2 湍流流动

同时发展湍流流动条件下的努谢尔特数实际上与热力发展湍流条件下的努谢尔特数是一样的。然而，同时发展流动条件下的努谢尔特数与流道入口结构有很大关系（Bhatti 和 Shah，1987）。

在特定流动类型条件下的解或关系式的基础上，表7.11总结了完全发展的和发展中的层流及湍流流动时的 Δp 和 h 与 u_m 的关系。尽管这些结果是用于圆管的，但是通用的函数关系式也可用于非圆管作为第一次近似计算。

表7.11 恒定截面的管子在平均流速下的压降和传热系数

流动类型	$\Delta p \propto u_m^p$		$h \propto u_m^q$	
	层流	湍流	层流	湍流
完全发展	u_m	$u_m^{1.8}$	u_m^0	$u_m^{0.8}$
动量发展	$u_m^{1.5}$	$u_m^{1.8}$	—	—
热力发展	u_m	$u_m^{1.8}$	$u_m^{1/3}$	$u_m^{0.8}$
同时发展	$u_m^{1.5}$	$u_m^{1.8}$	$u_m^{1/2}$	$u_m^{0.8}$

7.4.5 扩展的雷诺比拟

对于穿过边界层的对流传质、动量的对流传递和对流换热，其相关的量纲为一系数（传质、表面摩擦和传热系数）对于附有边界层的传热或传质表面是相互关联的。雷诺在1874年发现了这个关系的最简单形式（Bejan，1995）。分析表明流过一个锐边平板的完全发展湍流流动条件下的动量和能量微分方程类似，对于Ⓣ边界条件下得到的量纲为一速度和温度特性在 $Pr=1$ 时是一样的，并且传热系数（即斯坦顿数）和摩擦因子的关系为

$$St = \frac{f}{2} \tag{7.103}$$

这也表明了层流流动条件下当压力梯度 $\mathrm{d}p/\mathrm{d}x$ 沿流动方向为零并且 $Pr = Sc = 1$ 时，流体对流传质、动量对流传递和对流换热的边界层方程有相同的形式（Incropera 和 Dewitt，2002）。因此施密特数 Sc，表示了动量扩散和质量扩散之比。因此雷诺将其类比为

$$\frac{f}{2}Re = Nu = Sc \qquad (7.104)$$

这对于轴向压降等于零并且壁面温度边界条件恒定的层流和湍流边界层是有效的。通过将 Nu 或 Sc 转换为相应的斯坦顿数，并且在试验数据的基础上扩展普朗特数的范围，就可以得到修正的雷诺或 Chilton-Colburn 比拟关系式。

$$\frac{f}{2} = \begin{cases} St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = j,\ 0.6 < Pr < 60 & (7.105) \\ St_m \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = j_m,\ 0.6 < Sc < 3000 & (7.106) \end{cases}$$

其中 St_m 和 j_m 是用于传质的斯坦顿数和 Colburn 因子。然而，对于大多数的换热器而言，上面所述的比拟法并不是非常正确的。这是因为沿流动方向总是存在有限的压力梯度(换热器中的有限压降)，并且边界条件没必要是恒定的壁面温度。尽管这是事实，但我们可以根据经验知道壁面处的表面摩擦和对流换热是相互关联的。只要换热器表面存在对流换热，就会相应的出现表面摩擦。在边界层流动中没有表面摩擦，我们也就得不到对流换热。我们称它为扩展雷诺比拟。它的公式为

$$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re} \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} = \frac{f}{2}\phi_w \qquad (7.107)$$

其中

$$\phi_w = \phi_w(\text{管子几何形状,流动类型,边界条件,}Pr) \qquad (7.108)$$

ϕ_w 是用于修正 j 和 f 因子之间的雷诺比拟关联式的函数，ϕ_w 中的流动类型表明了是发展中的或完全发展的层流或湍流流动。

基于湍流边界层模型和试验数据的多样性，已经建立了许多用于湍流 Nu 的关联式，并且其中的一些关联式总结在表 7.6 中。对圆管中的完全发展的湍流流动(也可以是暂态流)的一个最精确的关联式由 Gnielinski 得出，并在表 7.6 的式(7.76)中给出。对比 Gnielinski 关联式和式(7.107)可以得到最精确的 ϕ_w 的值，它与 Pr 和 Re 有关。

通常，基于扩展雷诺比拟，用于边界层流流动中的壁面(传热面)的表面摩擦和传热通过参数 ϕ_w 相互关联。对于复杂几何形状传热表面，可能可以也可能不可以得到 ϕ_w 的显解或显式。然而，这个比拟清楚地说明了伴随着传热系数的增加，表面摩擦因子也会增加。那么对于强化传热表面，换热器的设计者有责任通过调整换热器的几何形状[即 L、A_o 和 D_h，参考式(6.29)]来维持相同的压降，从而可以在不增加压降和泵功率的情况下充分利用传热强化的优势(f 因子增加)。它也涉及雷诺比拟通常不能用于无边界层流动的情况。例如，正常流过管束形成的形状阻力和流过间断换热面尾部区域形成的形状阻力通常不会增强换热。因此，对于此类的几何形状，如果形状阻力和表面摩擦的影响有相同的数量

级，那么气体和其他流体的j/f之比更接近于1/4而不是1/2，式(7.103)说明了这一问题。由于湍流流动中粗糙表面引起的形状阻力，摩擦因子的值接近于定值(图6.4)。然而，形状阻力并不会增强传热，因此，结合前面图7.20的讨论结果，在完全粗糙段中的粗糙表面上，j因子随着Re的增加不断降低，这类似于光滑表面。

7.4.6　*j—Re* 绘图的局限性

*j—Re*图经常用于描述紧凑式换热器的基本表面数据，应当了解它在各种基本流动类型下的局限性。

1）在7.4.1.1节中讨论的完全发展层流流动中，努谢尔特数理论上是恒定值，与Pr无关(也与Re无关)。根据定义有$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = Nu \cdot Pr^{-\frac{1}{3}}/Re$，所以在完全发展层流段，$j$因子与$Pr$有关。因此，在Kays和London的著作中气体在完全发展层流段的j因子首先应转化为努谢尔特数(应用$Pr=0.70$)，从而可以作为恒定参数直接用于液体流动。

2）基于7.4.3.1节中热力发展层流流动的分析关联式，$Nu \propto (x^*)^{-1/3}$。这意味着$Nu \cdot Pr^{-1/3}$与Pr无关，因此在热力发展层流流动中，j因子与Pr无关。作为一个结果，Kays和London的*j—Re*数据可以作为恒定参数结果用于空气、水和其他流体。

3）对于完全发展湍流流动，$Nu \propto Pr^{0.4}$，所以$j \propto Pr^{0.4}$。因此，在完全发展湍流段，j又与Pr有关。这种情况下，如果试验数据或关联式可以以*j—Re*的形式用于具体的几何形状，那么用测试流体的参数的定义式$j = Nu \cdot Pr^{-1/3}/Re$可将这些数据转化为努谢尔特数(即应用初始时相同的$Pr$值)。然后将这些努谢尔特数用于给定应用中的流体。如果最初的试验数据或关联式就是以努谢尔特数的形式给出的，就不必作改变了。

前面提到的所有结论既可以用于常参数理论解也可以用于近乎常参数(低温差)的试验数据。设计换热器时，7.6节中讨论的参数(特性)变化的影响，必须考虑到对前面提到的恒定参数j或Nu进行校正。

7.5　复杂几何形状下传热和摩擦因子的试验关联式

7.4节中介绍的分析关联式适用于具有明确恒定截面的单向流动。换热器中的流动通常非常复杂，会出现前面讨论过的流动分离、重新附着、环流和漩涡现象。这种流动严重地影响了换热器表面的Nu和f。因为没有分析关联式和准确的数值关联式可用，所以Nu(或j)和f(或Eu)与Re的关系数据是由试验得到。Kays和London以及Webb在公开文献中给出了许多换热器表面的试验结果。接

下来是对一些重要表面的经验关联式的总结。

为了确定本节关联式中的流体参数，在每一流体侧可查阅 9.1 节中合适的平均温度。

7.5.1 管束

Zukauskas 已经以绘图的形式给出了顺排或叉排的光管和翅片管束的广泛的试验结果，Gaddis 和 Gnielinski 也建立了顺排或叉排的光管或翅片管束的较全面的关联式，Martin 对这些关联式重新进行了整理，并以单排管子哈根数的形式给出。

$$Hg=\begin{cases} Hg_{lam}+Hg_{turb,i}\left[1-\exp\left(1-\dfrac{Re_d+1000}{2000}\right)\right], & \text{顺排管束} \\ Hg_{lam}+Hg_{turb,s}\left[1-\exp\left(1-\dfrac{Re_d+200}{1000}\right)\right], & \text{叉排管束} \end{cases} \tag{7.109}$$

其中

$$Hg_{lam}=140Re_d\frac{(X_l^{*0.5}-0.6)^2+0.75}{X_t^{*1.6}\left(\dfrac{4X_t^*X_l^*}{\pi-1}\right)} \tag{7.110}$$

式(7.110)适用于所有的顺排管束，同时也适用于叉排管束。但是当最小自由流动区域是叉排管束的斜截面时(即 $X_l^*<0.5(2X_t^*+1)^{1/2}$)，$X_t^{*1.6}$ 须变为 $X_d^{*1.6}$。

$$Hg_{turb,i}=\left\{\left[0.11+\frac{0.6\left(1-\dfrac{0.94}{X_l^*}\right)^{0.6}}{(X_t^*-0.85)^{1.3}}\right]\times10^{0.47(X_l^*/X_t^*-1.5)}+0.015(X_t^*-1)(X_l^*-1)\right\}$$
$$\times Re_d^{2-0.1(X_l^*/X_t^*)}+\phi_{t,n}Re_d^2 \tag{7.111}$$

$$Hg_{turb,s}=\left\{\left[1.25+\frac{0.6}{(X_t^*-0.85)^{1.08}}\right]+0.2\left(\frac{X_l^*}{X_t^*}-1\right)^3-0.005\left(\frac{X_t^*}{X_l^*}-1\right)^3\right\}$$
$$\times Re_d^{1.75}+\phi_{t,n}Re_d^2 \tag{7.112}$$

式(7.112)适用于 $Re_d\leqslant250000$。对于高 Re，对式(7.112)中的 $Hg_{turb,s}$ 的修正如下。

$$Hg_{turb,s,corr}=Hg_{turb,s}\left(1+\frac{Re_d-250000}{325000}\right),\quad Re_d>250000 \tag{7.113}$$

$$\phi_{t,n}=\begin{cases} \dfrac{1}{2X_t^{*2}}\left(\dfrac{1}{N_r}-\dfrac{1}{10}\right), & 5\leqslant N_r\leqslant10 \text{ 且 } X_l^*\geqslant0.5(2X_t^*+1)^{\frac{1}{2}} \\ 2\left[\dfrac{X_d^*-1}{X_t^*(X_t^*-1)}\right]^2\left(\dfrac{1}{N_r}-\dfrac{1}{10}\right), & 5\leqslant N_r\leqslant10 \text{ 且 } X_l^*<0.5(2X_t^*+1)^{\frac{1}{2}} \end{cases}$$

$$\tag{7.114}$$

其中 $N>10$ 时，$\phi_{t,n}=0$。需要强调的是 $\phi_{t,n}Re_d^2$ 考虑了管束入口和出口的压降影响，式(7.111)和式(7.112)右侧的第一排部分考虑了管束中的摩擦压降。对于管束中的总压力损失，应当使用式(7.111)和式(7.112)的完整形式(即包括方程右侧的全部部分)。

式(7.109)适用于 $1<Re_d\leqslant 300000$ 和 $N_r\geqslant 5$ 的顺排和叉排管束；顺排时为 $1.25\leqslant X_t^*\leqslant 3.0$ 和 $1.2\leqslant X_l^*\leqslant 3.0$；叉排时为 $1.25\leqslant X_t^*\leqslant 3.0$，$0.6\leqslant X_l^*\leqslant 3.0$ 和 $X_d^*\geqslant 1.25$。此关联式的试验数据取的是 $7.9\text{mm}\leqslant d_o\leqslant 73\text{mm}$。

然后计算流过管束的压降。

$$\Delta p=\frac{\mu^2}{\rho g_c}\frac{N_r}{d_o^2}H_g \tag{7.115}$$

其中，N_r 是沿流动方向上的管排数。考虑到斜面上的流动阻力，只有在最小流动区域发生在叉排管束的斜截面时，才应该用 N_r-1 来代替 N_r。

在管束所有的传热和压降的关联式中，$Re_d=\rho u_m d_o/\mu$，式中

$$u_m=\begin{cases} u_\infty\dfrac{X_t^*}{X_t^*-1}, & \text{顺排管束} \\ u_\infty\dfrac{X_t^*}{X_t^*-1}, & X_l^*\geqslant 0.5(2X_t^*+1)^{\frac{1}{2}}\text{叉排管束} \\ u_\infty\dfrac{X_t^*}{2(X_d^*-1)}, & X_l^*<0.5(2X_t^*+1)^{\frac{1}{2}}\text{叉排管束} \end{cases} \tag{7.116}$$

Martin 发展了顺排和叉排光管管束的全面的关联式。

$$Nu=\begin{cases} 0.404Lq^{\frac{1}{3}}\left(\dfrac{Re_d+1}{Re_d+1000}\right)^{0.1}, & \text{顺排管束} \\ 0.404Lq^{\frac{1}{3}}, & \text{叉排管束} \end{cases} \tag{7.117}$$

其中有

$$Lq=\begin{cases} 1.18Hg\cdot Pr\left[\dfrac{\left(\dfrac{4X_t^*}{\pi}\right)-1}{X_l^*}\right], & \text{顺排管束} \\ 0.92Hg\cdot Pr\left[\dfrac{\left(\dfrac{4X_t^*}{\pi}\right)-1}{X_d^*}\right], & X_l^*\geqslant 1\ \text{叉排管束} \\ 0.92Hg\cdot Pr\left[\dfrac{\left(\dfrac{4X_t^*X_l^*}{\pi}\right)-1}{X_l^*X_d^*}\right], & X_l^*<1\ \text{叉排管束} \end{cases} \tag{7.118}$$

其中 Hg 是由式(7.109)得到的。式(7.41)给出了 Leveque 数 Lq 的定义。

式(7.117)中的传热关联式适用于 $1 \leqslant Re_d \leqslant 2000000$，$0.7 \leqslant Pr \leqslant 700$（不适用于 $Pr > 700$，但适用于 $Pr < 0.6$），对于顺排管束，$2 \leqslant N_r \leqslant 15$，对于叉排管束（角度为30°、40°和60°的管束，以及其他在关联式适用的管心距范围内的叉排管束），$4 \leqslant N_r \leqslant 80$，管心距比值的范围是 $1.02 \leqslant X_t^* \leqslant 3.0$ 和 $0.6 \leqslant X_l^* \leqslant 3.0$，对顺排和叉排都适用。此关联式的试验数据有 $7.9 \leqslant d_o \leqslant 73$mm。对于顺排管束，应用式(7.117)所得 Nu 值的误差在 ±20% 之内，对于叉排管束，误差在 ±14% 之内。式(7.118)中的 Hg 数由式(7.109)中 Gaddis 和 Gnielinski 的关联式进行求解。如果使用试验的摩擦因子，则 Nu 的值会更完善。注意当用 Gaddis 和 Gnielinski 关联式在计算 Nu 的 Re_d 和 N_r 的范围以外进行外推时，要在涉及的精度范围内预测 Nu。

7.5.2 板式换热器表面

一种最通用的高性能板式换热器表面是波纹板片，图7.28中给出了其重要的几何参数。为了求解这种几何形状的传热和流动摩擦特性，已经作了大量的研究。Martin 给出了这种几何形状的摩擦因子和 Nu 的全面的关联式。它的范宁摩擦因数的关联式为

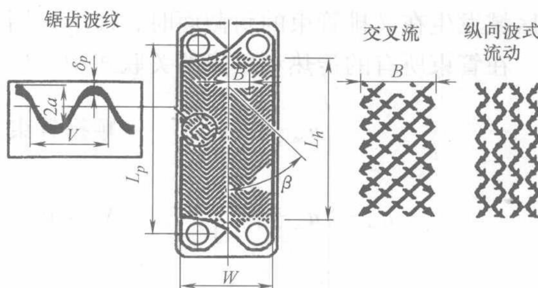


图7.28 波纹板片的几何参数（摘自 Martin,1996）

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos\beta}{\left(0.045\tan\beta + 0.09\sin\beta + \dfrac{f_o}{\cos\beta}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1-\cos\beta}{\sqrt{3.8 f_1}} \tag{7.119}$$

其中

$$f_o = \begin{cases} \dfrac{16}{Re}, & Re < 2000 \\ (1.56\ln Re - 3.0)^{-2}, & Re \geqslant 2000 \end{cases} \tag{7.120a}$$

$$f_o = \begin{cases} \dfrac{149.25}{Re} + 0.9625, & Re < 2000 \\ \dfrac{9.75}{Re^{0.289}}, & Re \geqslant 2000 \end{cases} \tag{7.120b}$$

$$R_e = \frac{GD_h}{\mu} \tag{7.121}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{2aW} \quad D_h = \frac{4a}{\Phi} \quad \Phi = \frac{1}{6}\left(1 + \sqrt{1+X^2} + 4\sqrt{1+\frac{X^2}{2}}\right) \quad X = \frac{2\pi a}{\Lambda} \tag{7.122}$$

如图7.28所示，a是波纹振幅，Λ是波纹长度，W是垫圈间的板宽。式(8.131)给出了Φ的准确公式。式(7.119)中的摩擦因子关联式适用于波纹角β在0°~80°之间，并且精确度在-50%~+100%之内。如果消除模板数据(那些只有板片中心部分数据而没有入口和出口接管及分布区域的数据)，则式(7.119)是基于工业板片的，其精确度在±40%之内。当然，如果要得到详细的几何形状的信息，关联式可以进一步改进。

Martin也得到了努谢尔特数的关联式，形式如下，他对圆管中热力入口湍流流动的广义Lévêque解使用了动量和传热的比拟(Schlunder,1998)，然后有

$$Nu=\frac{hD_h}{k}=0.205Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{\frac{1}{6}}(f\cdot Re^2\sin2\beta)^{0.374} \tag{7.123}$$

这个关联式对于波纹角β在10°~80°之间有效，并且精确度在±30%之内，对于工业板片，精确度在±13%之内。如果式(7.123)用于气体，则粘度校正项$(\mu_m/\mu_w)^{1/6}$被省略。由于式(7.122)中f的指数为0.374，所以f的100%的误差就会转变为Nu的30%的误差。

7.5.3　板翅式扩展表面

本节提供了锯齿形翅片和百叶窗翅片的关联式，并对其他几何形状进行了简单介绍。

对所有发布的准确的数据进行仔细检查表明对于条形翅片、百叶窗翅片以及其他类似几何形状，$j/f\leqslant0.25$，这可进行如下的近似证明。在这种表面中流动沿每个间断面发展。基于对流过平板的完全发展湍流的雷诺比拟，不存在形状阻力，对于$Pr\approx1$(7.4.5节)，j/f应当为0.5。由于在这种间断表面的发展层流中形状阻力的作用与表面摩擦的作用处于相同级别，故j/f大约是0.25。如果$j/f>0.3$，则发布的条形翅片和百叶窗翅片的数据就存在质疑，因为它们表明了间断翅片中形状阻力的作用非常小，然而，由于翅片有一定厚度，以及在加工过程中形成的边缘的毛刺，形状阻力的作用实际不会很小。对于所有的$j/f>0.3$的条形翅片和百叶窗翅片基本表面的特性，必须彻底核查所有的测量的压力和温度，以及可能的流体泄漏源及热损失(参考7.3.1.3节中测试核心设计中的一些问题)。

7.5.3.1　锯齿形翅片

在航天器、低温容器以及其他许多不需要大规模生产的工业产品中，锯齿形翅片是最常用的强化翅片几何形状(图1.29d)。这种表面有与摩擦因子有关的最高传热性能。在过去的50年里，已经进行了广泛的解析，以及数值和试验研究。Manglik和Berles给出了用于锯齿形翅片的j和f因子的最全面的关联式。

$$j=0.6522Re^{-0.5403}\left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1541}\left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.1499}\left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.0678}$$

$$\times\left[1+5.269\times10^{-5}Re^{1.340}\left(\frac{s}{h'}\right)^{0.504}\left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.456}\left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1.055}\right]^{0.1} \quad (7.124)$$

$$f=9.6243Re^{-0.7422}\left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1856}\left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.3053}\left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.2659}$$

$$\times\left[1+7.669\times10^{-8}Re^{4.429}\left(\frac{s}{h'}\right)^{0.920}\left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{3.767}\left(\frac{\delta}{s}\right)^{0.236}\right]^{0.1} \quad (7.125)$$

其中

$$D_h=\frac{4A_{o,cell}}{\dfrac{A_{cell}}{l_s}}=\frac{4sh'l_s}{2(sl_s+h'l_s+h'\delta)+s\delta} \quad (7.126)$$

图 8.7 表明了式(7.124)~式(7.126)中的几何对称性，此处的 $s=p_f-\delta$，$h'=b-\delta$，$b=b_1$。式(7.126)中的 $A_{o,cell}$和 A_{cell}分别由式(8.71)和式(8.72)给出。

这些关联式预测 18 个测试核心的试验数据时，当 $120\leqslant Re\leqslant10^4$ 时，误差在 ±20%之内。尽管用于这些关联式的所有试验数据都是针对空气的，但 j 因子考虑了普朗特数的很小的变化，从而上面的关联式可以适用于 $0.5\leqslant Pr\leqslant15$ 的情况。

锯齿形翅片的传热系数比平直翅片要高出 1.5~4 倍，相应的摩擦因子也很高。锯齿形翅片的 j/f 与平直翅片的 j/f 值之比为 0.8。如果合理的设计[参考式(6.71)和相关的讨论]，在相同的压降 Δp 下，锯齿形翅片所需的换热面积比平直翅片要小，但流动区域却高 10%。

7.5.3.2 百叶窗翅片

由于百叶窗翅片可以大规模制造并且成本低，所以广泛用于汽车工业中。和锯齿形翅片相比，通常它的 j 和 f 因子较高，并且 f 摩擦因子通常比 j 因子增加的快。然而，可以通过选择适当的换热器的前沿部分、芯子深度和翅片密度[参考式(6.71)的讨论]使得在相同压降下，这种换热器可用于更高要求的传热场合。Webb 和 Cowell 等人对早期发表的有关百叶窗翅片的文献和关联式进行了概括，并且 Cowell 等人对流动和传热现象也进行了概括。Chang 和 Wang 在空气流过百叶窗翅片得到的广泛数据的基础上，得出了波状百叶窗翅片的 Colburn 因子的关联式，形式如下。

$$j=Re_{l_p}^{-0.49}\left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27}\left(\frac{pf}{l_p}\right)^{-0.14}\left(\frac{b}{l_p}\right)^{-0.29}\left(\frac{W_t}{l_p}\right)^{-0.23}\left(\frac{l_l}{l_p}\right)^{0.68}\left(\frac{p_t}{l_p}\right)^{-0.28}\left(\frac{\delta}{l_p}\right)^{-0.05} \quad (7.127)$$

其中 $Re_{l_p}=Gl_p/\mu$ 表示以百叶窗间距 l_p 为基础的雷诺数。另外，θ 是百叶窗角度，p_f 是翅片间距(mm)，b 是翅片的垂直高度(mm)，W_t 是管子外部的宽度(如果不是悬挂式的,则等于空气流动方向上总的翅片长度,mm)，l_l 是翅片切割长度(mm)，p_t 是管距(mm)，δ 是翅片厚度(mm)。这些几何参数都表示在图 7.29 中。式(7.127)适用于以下参数的范围：$0.82\text{mm}\leqslant D_h\leqslant5.02\text{mm}$，$0.51\text{mm}\leqslant p_f\leqslant 3.33\text{mm}$，$0.5\text{mm}\leqslant l_p\leqslant3\text{mm}$，$2.84\text{mm}\leqslant b\leqslant20\text{mm}$，$15.6\text{mm}\leqslant W_t\leqslant57.4\text{mm}$，

2.13mm≤l_l≤18.5mm，7.51mm≤p_t≤25mm，0.0254mm≤δ≤0.16mm，1≤N_r≤2，8.4°≤θ≤35°。这个关联式预测了91个测试核心89%的j因子的试验值，当30≤Re_{lp}≤5000时，误差在±15%之内，平均偏差为8%。

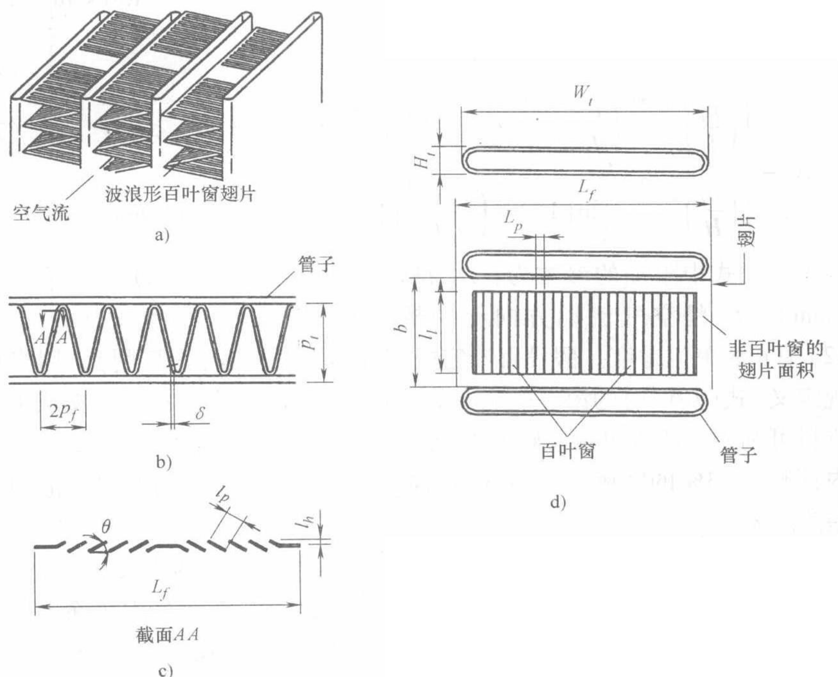


图7.29　波纹式百叶窗几何参数的定义(摘自Chang和Wang,1997)

Chang和Wang同时给出了式(7.126)的简单形式。

$$j = 0.425 Re_{lp}^{-0.496} \tag{7.128}$$

他们报道了这个关联式预测了88%的数据点，误差在±25%范围内，平均偏差为13%。

Chang等人在同一数据库的基础上得到的范宁摩擦因数的关联式为

$$f = f_1 f_2 f_3 \tag{7.129}$$

其中

$$f_1 = \begin{cases} 14.39 Re_{l_p}^{\left(\frac{-0.805 p_f}{b}\right)} \left\{ \ln\left[1.0 + \left(\frac{p_f}{l_p}\right)\right]\right\}^{3.04} & Re_{l_p} < 150 \\ 4.97 Re_{l_p}^{\left(\frac{0.6049 - 1.064}{\theta^{0.2}}\right)} \left\{ \ln\left[\left(\frac{\delta}{p_f}\right)^{0.5} + 0.9\right]\right\}^{-0.527} & 150 < Re_{l_p} < 5000 \end{cases}$$

(7.130)

$$f_2=\begin{cases}\left\{\ln\left[\left(\frac{\delta}{p_f}\right)^{0.48}+0.9\right]\right\}^{-1.435}\left(\frac{D_h}{l_p}\right)^{-3.01}\left[\ln(0.5Re_{l_p})\right]^{-3.01} & Re_{l_p}<150\\ \left[\left(\frac{D_h}{l_p}\right)\ln(0.3Re_{l_p})\right]^{-2.966}\left(\frac{p_f}{l_l}\right)^{-0.7931\left(\frac{p_t}{b}\right)} & 150<Re_{l_p}<5000\end{cases}$$

(7.131)

$$f_3=\begin{cases}\left(\frac{p_f}{l_l}\right)^{-0.308}\left(\frac{L_f}{l_l}\right)^{-0.308}\left(e^{-0.1167\frac{p_t}{H_t}}\right)\theta^{0.35} & Re_{l_p}<150\\ \left(\frac{p_t}{H_t}\right)^{-0.0446}\left\{\ln\left[1.2+\left(\frac{l_p}{p_f}\right)^{1.4}\right]\right\}^{-3.553}\theta^{-0.477} & 150<Re_{l_p}<5000\end{cases} \qquad (7.132)$$

摩擦因子关联式中附加的参数为：D_h 是翅片的当量直径(mm)，H_t 是管子外部高度(mm)，L_f 是空气流动方向上的翅片长度(mm)。注意式(7.130)和式(7.132)中 θ 的单位是度。假设百叶窗式翅片是平直翅片(无切削)，用当量直径的常规定义[式(7.131)的第一个定义]来计算 A_o 和 A；由于在公开文献中没有相关的资料可利用，所以可以忽略其影响。式(7.129)中的关联式在 ±15% 的误差范围内预测了83%的摩擦因子的试验数据，在式(7.127)适用的参数范围内，平均偏差为9%。

注意在传热关联式中包括了管子宽度 W_t(考虑了校正的表面积)。但是，由于式(7.130)中的摩擦因子 f 仅用于翅片摩擦部分(从压降测量中排除了进出口的压力损失)，所以它们在摩擦因子关联式中使用了翅片长度 L_f^+。

7.5.3.3 其他板翅表面

对多孔翅片和销型翅片的研究发现它们并不具有比锯齿形翅片和百叶窗翅片更高的性能(Shah,1985)。多孔翅片目前仅有很少的应用。在油冷器中被用作扰流子，低温空气分离交换器中取代现有的多孔翅片换热器；现代低温空气分离器中多使用锯齿形翅片。据报道，对用小翼的漩涡发生器已经作了大量的研究工作(Jacobi 和 Shah,1999)，并且对换热器设备的研究仍在继续。

7.5.4 管翅式扩展表面

管翅式扩展表面的两种主要类型是：①每根管子分别加翅片；②一列管子上有或者没有加强/中断的平板翅片(有时称为板翅)，如图1.31所示。Webb、Bemisderfer、Kays 和 London，以及 Wang 提供了广泛的关于这类扩展表面的公开文献和关联式。一些重要几何形状的经验关联式总结如下。

7.5.4.1 分别在每根管子上加翅片

这种翅片的几何形状[圆形翅片成螺旋状包围(或挤压)在圆管周围，如图1.31a或图8.5所示]通常用于加工工业和余热回收工业中。Briggs 和 Young 推荐

使用下面的关联式来求叉排翅片管的j因子。

$$j = 0.134 Re_d^{-0.319} \left(\frac{s}{l}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{0.11} \tag{7.133}$$

其中$Re_d = \rho u_m d_o / \mu$（其中$u_m$是8.2.1.2节中定义的在最小流动区域的速度），l $[=(d_e - d_o)/2]$是翅片的径向高度，δ是翅片厚度，$s(=p_f - \delta)$是相邻翅片的距离，p_f是翅片间距，参考表4.5圆管翅片的形状图中对$l=(l_f)$、δ和p_f的定义。式(7.132)适用的范围是：$1100 \leqslant Re \leqslant 18000$，$0.13 \leqslant s/l \leqslant 0.63$，$1.01 \leqslant s/\delta \leqslant 7.62$，$0.09 \leqslant l/d_o \leqslant 0.69$，$0.011 \leqslant \delta/d_o \leqslant 0.15$，$1.54 \leqslant X_t/d_o \leqslant 8.23$，基管直径$d_o$在1.11mm～40.9mm之间，翅片密度$N_f(=1/p_f)$在246～768（翅片数/m）之间。已经得到了等边三角形排列的管束的所有数据（表8.1中的30°角），式(7.133)与试验结果的标准偏差为5.1%。

Robinson和Briggs推荐使用下面的关联式求摩擦因子。

$$f_{tb} = 9.465 Re_d^{-0.316} \left(\frac{X_t}{d_o}\right)^{-0.927} \left(\frac{X_t}{X_d}\right)^{0.515} \tag{7.134}$$

其中$X_d = (X_t^2 + X_l^2)^{1/2}$是对角管间距，$X_t$和$X_l$分别是管子的横向和纵向间距。这个关联式适用的范围是：$2000 \leqslant Re \leqslant 50000$，$0.15 \leqslant s/l \leqslant 0.19$，$3.75 \leqslant s/\delta \leqslant 6.03$，$0.35 \leqslant l/d_o \leqslant 0.56$，$0.011 \leqslant \delta/d_o \leqslant 0.025$，$1.86 \leqslant X_t/d_o \leqslant 4.60$，$18.6\text{mm} \leqslant d_o \leqslant 40.9\text{mm}$，311翅片数/m$\leqslant N_f \leqslant$431翅片数/m。式(7.134)与相关数据的标准偏差为7.8%。

对于流过高度较低的翅片管的交叉流流动，Ganguli和Yilmaz结合Rabas和Taborek的所有数据，以及其他出版文献中的用于空气的数据，并与传热数据相关联如下。

$$j = 0.255 Re_d^{-0.3} \left(\frac{d_e}{s}\right)^{-0.3} \tag{7.135}$$

其中d_e是放射状翅片（低高度）的顶端的直径。这个关联式适用于以下范围：$l \leqslant 6.35\text{mm}$，$800 \leqslant Re \leqslant 800000$，$20 \leqslant \varphi \leqslant 40$，$N_r \geqslant 4$，$0.6 \leqslant Pr \leqslant 0.7$，$5 \leqslant \frac{d_e}{s} \leqslant 60$，其中$\phi$是管束中管子的设计角度（图8.1）。所有传热数据的一致性在±20%之内，95%的数据的一致性在±15%之内。给定Re_d的低翅片管的j因子比光管的低，在高Re_d值处逐渐接近光管的值。

Ganguli和Yilmaz联系了光管的摩擦因子的数据，给出了用于低翅片管的关联式。

$$f = F_s f_{tb,p} \tag{7.136}$$

其中F_s是表面因子（翅片管与光管的摩擦因子之比），$f_{tb,p}$是光管管束的摩擦因子。它们的公式为

$$F_s = 2.5 + \frac{3}{\pi}\tan^{-1}\left[0.5\left(\frac{A}{A_p}\right) - 5\right] \tag{7.137}$$

其中

$$A = \pi d_o(1 - \delta N_f) + 2N_f\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_o^2) + \pi d_e \delta N_f \qquad A_p = \pi d_o \tag{7.138}$$

$$f_{tb,p} = 0.25K_p \cdot Re_d^{-0.25} \tag{7.139}$$

$$K_p = 2.5 + 1.2(X_t^* - 0.85)^{-1.06} + 0.4\left(\frac{X_l^*}{X_t^*} - 1\right)^3 - 0.01\left(\frac{X_t^*}{X_l^*} - 1\right)^3 \tag{7.140}$$

这个摩擦因子的关联式在与传热关联式涉及的相同参数范围时是有效的。所有摩擦数据的一致性在 ±20% 之内，95% 的数据的一致性在 ±15% 之内。

7.5.4.2 一列管子上的平板翅片

这种几何形状[叉排管束上的平板翅片(图 1.31b)]用于空调和冰箱工业中，也用于翅片侧的压降不允许使用强化表面和间断表面的情况。通常不用于顺排管束中，除非在要求翅片侧的压降非常低的情况。Wang 和 Chi 给出了叉排管束(图 1.31b)平板翅片的传热关联式，并且 Wang 总结如下。

$$j = \begin{cases} 0.108Re_{dc}^{-0.29}\left(\dfrac{X_t}{X_l}\right)^{c_1}\left(\dfrac{p_f}{d_c}\right)^{-1.084}\left(\dfrac{p_f}{D_h}\right)^{-0.786}\left(\dfrac{p_f}{X_t}\right)^{c_2}, & N_r = 1 \\ 0.086Re_{dc}^{c_3} \cdot N_r^{c_4}\left(\dfrac{p_f}{d_c}\right)^{c_5}\left(\dfrac{p_f}{D_h}\right)^{c_6}\left(\dfrac{p_f}{X_t}\right)^{-0.93}, & N_r \geqslant 2 \end{cases} \tag{7.141}$$

其中

$$c_1 = 1.9 - 0.23\ln Re_{dc} \qquad c_2 = -0.236 + 0.126\ln Re_{dc} \tag{7.142a}$$

$$c_3 = -0.361 - \frac{0.042N_r}{\ln Re_{dc}} + 0.158\ln\left[N_r\left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{0.41}\right] \qquad c_4 = -1.224 - \frac{0.076\left(\dfrac{X_l}{D_h}\right)^{1.42}}{\ln Re_{dc}} \tag{7.142b}$$

$$c_5 = -0.083 + \frac{0.058N_r}{\ln Re_{dc}} \qquad c_6 = -5.735 + 1.21\ln\frac{Re_{dc}}{N_r}. \tag{7.142c}$$

其中 p_f 是翅片间距，d_c 是翅片直径，$Re_{dc} = \rho u_m d_c/\mu$。这个 j 因子的关联式在 ±15% 的误差范围内预测了 74 个测试核心 89% 的测试数据，平均偏差为 9%。Wang 和 Chi 也给出了摩擦因子的关联式。

$$f = 0.0267Re_{dc}^{c_7}\left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{c_8}\left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{c_9} \tag{7.143}$$

其中

$$c_7 = -0.764 + 0.739\left(\frac{X_t}{X_l}\right) + 0.177\left(\frac{p_f}{d_c}\right) - \frac{0.00758}{N_r} \tag{7.144a}$$

$$c_8 = -15.689 + \frac{64.021}{\ln Re_{dc}} \qquad c_9 = 1.696 - \frac{15.695}{\ln Re_{dc}} \tag{7.144b}$$

式(7.141)和式(7.143)适用于以下参数范围：$300 \leqslant Re_{dc} \leqslant 20000$，$6.9\text{mm} \leqslant d_c \leqslant 13.6\text{mm}$，$1.30\text{mm} \leqslant D_h \leqslant 9.37\text{mm}$，$20.4\text{mm} \leqslant X_t \leqslant 31.8\text{mm}$，$12.7\text{mm} \leqslant X_l \leqslant 32\text{mm}$，$1.0\text{mm} \leqslant p_f \leqslant 8.7\text{mm}$，$1 \leqslant N_r \leqslant 6$。式(7.143)中的摩擦因子的关联式在±15%的误差范围内预测了74个测试核心85%的摩擦因子的试验值，平均偏差为8%。

7.5.4.3 一列管子上的波纹板翅片

带有锐波或光滑波的平板翅片具有许多种不同的样式。特殊板翅的几何形状设计成如图7.30所示的波纹(人字形或折线形)板翅。Wang分别建立了大直径和小直径管子传热和摩擦的关联式。大直径管子(管子膨胀前，$d_o = 12.7\text{mm}$和15.88mm)的关联式如下。

$$j = 1.7910 Re_{dc}^{c_1} \left(\frac{X_l}{\delta}\right)^{-0.456} N_r^{-0.27} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{-1.343} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{0.317} \tag{7.145}$$

$$f = 0.05273 Re_{dc}^{c_2} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{c_3} \left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{c_4} \left(\ln \frac{A}{A_{p,t}}\right)^{-2.726} \left(\frac{D_h}{d_c}\right)^{0.1325} N_r^{0.02305} \tag{7.146}$$

其中

$$c_1 = -0.1707 - 1.374 \left(\frac{X_l}{\delta}\right)^{-0.493} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{-0.886} N_r^{-0.143} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{-0.0296} \tag{7.147a}$$

$$c_2 = 0.1714 - 0.07372 \left(\frac{p_f}{X_l}\right)^{0.25} \left(\ln \frac{A}{A_{p,t}}\right) \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{-0.2} \tag{7.147b}$$

$$c_3 = 0.426 \left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{0.3} \ln \frac{A}{A_{p,t}} \qquad c_4 = -\frac{10.2192}{\ln Re_{dc}} \tag{7.147c}$$

其中x_f是翅片一个半波长的投影长度，p_d是翅片深度(波峰到波谷的距离，不包括翅片厚度，如图7.30所示)，$A_{p,t}$是当没有翅片时候的基管的外表面积。式(7.145)和式(7.146)适用于以下参数范围：$500 \leqslant Re_{dc} \leqslant 10000$，$3.63\text{mm} \leqslant D_h \leqslant 7.23\text{mm}$，$13.6\text{mm} \leqslant d_c \leqslant 16.85\text{mm}$，$31.75\text{mm} \leqslant X_t \leqslant 38.1\text{mm}$，$27.5\text{mm} \leqslant X_l \leqslant 33\text{mm}$，$2.98\text{mm} \leqslant p_f \leqslant 6.43\text{mm}$，$1 \leqslant N_r \leqslant 6$，$12.3° \leqslant \theta \leqslant 14.7°$，$6.87\text{mm} \leqslant x_f \leqslant 8.25\text{mm}$，$p_d = 1.8\text{mm}$。式(7.145)中的关联式在±10%的误差范围内预测了18个测试核心93%的Colburn因子的试验值，平均偏差为4%。类似地，式(7.146)中的关联式在±10%的误差范围内预测了18个测试核心92%的摩擦因子的试验值，平均偏差为5%。

对于小直径管子(管子膨胀前，$d_o = 7.94\text{mm}$和9.53mm)，j和f的关联式如下。

$$j = 0.324 Re_{dc}^{c_1} \left(\frac{p_f}{X_l}\right)^{c_2} (\tan\theta)^{c_3} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{c_4} N_r^{0.428} \tag{7.148}$$

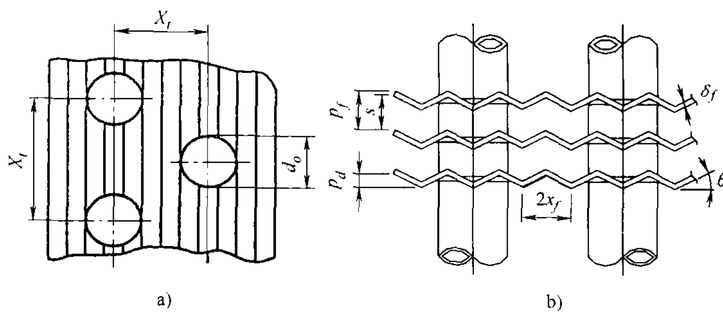


图 7.30 一列管子上的波纹翅片

a) 前面观察 b) 侧面观察

$$f=0.01915Re_{dc}^{c_5}(\tan\theta)^{c_6}\left(\frac{p_f}{X_l}\right)^{c_7}\left(\ln\frac{A}{A_{p,t}}\right)^{-5.35}\left(\frac{D_h}{d_c}\right)^{1.3796}N_r^{-0.0916} \tag{7.149}$$

其中

$$c_1=-0.229+0.115\left(\frac{p_f}{D_c}\right)^{0.6}\left(\frac{X_l}{D_h}\right)^{0.54}N_r^{-0.284}\ln(0.5\tan\theta) \tag{7.150a}$$

$$c_2=-0.251+\frac{0.232N_r^{1.37}}{\ln(Re_{dc})-2.303} \qquad c_3=-0.439\left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{0.09}\left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{-1.75}N_r^{-0.93} \tag{7.150b}$$

$$c_4=0.502[\ln(Re_{dc})-2.54] \qquad c_5=0.4604-0.01336\left(\frac{p_f}{X_l}\right)^{0.58}\left(\ln\frac{A}{A_{p,t}}\right)(\tan\theta)^{-1.5} \tag{7.150c}$$

$$c_6=3.247\left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{1.4}\ln\frac{A}{A_{p,t}} \qquad c_7=-\frac{20.113}{\ln Re_{dc}} \tag{7.150d}$$

式(7.148)和式(7.149)适用于以下参数范围：$300\leqslant Re_{dc}\leqslant 8000$，$1.53\text{mm}\leqslant D_h\leqslant 4.52\text{mm}$，$8.58\text{mm}\leqslant d_c\leqslant 10.38\text{mm}$，$X_t=25.4\text{mm}$，$19.05\text{mm}\leqslant X_l\leqslant 25.04\text{mm}$，$1.21\text{mm}\leqslant p_f\leqslant 1.68\text{mm}$，$1\leqslant N_r\leqslant 6$，$14.5°\leqslant\theta\leqslant 18.5°$，$4.76\text{mm}\leqslant x_f\leqslant 6.35\text{mm}$，$1.18\text{mm}\leqslant p_d\leqslant 1.68\text{mm}$。式(7.148)中的关联式在±15%的误差范围内预测了27个测试核心95%的Colburn因子的试验值，平均偏差为6%。类似地，式(7.149)中的关联式在±15%的误差范围内计算了27个测试核心97%的摩擦因子的试验值，平均偏差为5%。

7.5.5 回热器表面

回热器表面最常用的形式是：①旋转回热器的连续圆筒状通道以及一些紧凑式矩阵布置的回热器；②随机填充编织筛、交叉杆和使用各种材料的填充层。

对于紧凑式回热器，连续圆筒状流道有简单的几何形状，如三角形、矩形和

六边形通道。表7.3和表7.4中的 Nu 和 f 因子对于这些流道是很有用的基准线。由于入口长度的影响，实际努谢尔特数应当比完全发展流动的值要高。然而，由于制造过程和公差的原因，实际的流道不理想，也不一致。流道之间的不一致性导致减少的传热量比由于热力入口段影响使得增加的传热量要大，12.1.2对此进行了讨论。由于动量入口长度的影响，摩擦因子通常比完全发展流的值要高。流道之间的不一致性仅轻微地减小了摩擦因子和 Δp。因此，j 或 Nu 比完全发展流的值要低，而 f 值却较高。还有，用于传热的热力边界条件也不会精确地对应前面所述的边界条件。因此，对于复杂的几何表面甚至简单的几何形状，通常也用试验的方法来求取对应于 Re 特征数的精确的 j 和 f。作为一个说明，London等人对空气流过三角形流道($40 < Re < 800$)给出了下面的关联式。

$$f = \frac{14.0}{Re} \quad j = \frac{3.0}{Re} \tag{7.151}$$

London和Shah针对空气流过六边形流道($80 < Re < 800$)给出了下面的关联式。

$$f = \frac{17.0}{Re} \quad j = \frac{4.0}{Re} \tag{7.152}$$

如图7.31所示，交叉杆形状的回热器是由层与层之间平行杆垂直接触堆栈而成。Martin在Lévêque对圆管热力入口段湍流流动的广义解的基础上，给出这些几何形状的 j 因子关联式。

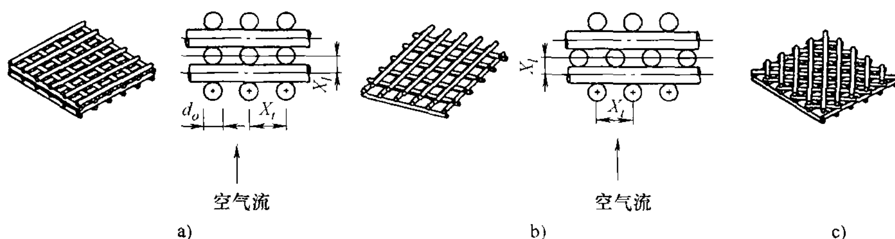


图7.31　交叉杆的几何形状(摘自Kays和London,1998)

$$Nu = 0.535[p(1-p)^{-0.25} f \cdot Re^2 \cdot Pr]^{\frac{1}{3}} \tag{7.153}$$

其中London和Kays的摩擦因子的数据与Das的数据相联系。

$$f = \begin{cases} 0.603Re^{-0.104}(X_t^*)^{0.136}, & \text{顺排布置} \\ 0.728Re^{-0.188}(X_t^*)^{0.913}, & \text{叉排布置} \\ 0.475Re^{-0.108}(X_t^*)^{0.458}, & \text{随机布置} \end{cases} \tag{7.154}$$

d_w 是杆的直径，$X_t^* = X_t/d_w$，X_t 是杆的横向间距。注意当量直径 D_h，自由流动面积与入流面积之比 σ，孔隙率 p 和传热面积与体积之比 α 与 d_w 和 X_t 的关系为

$$D_h = \frac{4X_t}{\pi} - d_w = \frac{pd_w}{1-p} \quad \sigma = \frac{(X_t - d_w)^2}{X_t^2} \quad p = 1 - \frac{\pi d_w}{4X_t} \quad \alpha = \frac{\pi}{X_t} \qquad (7.155)$$

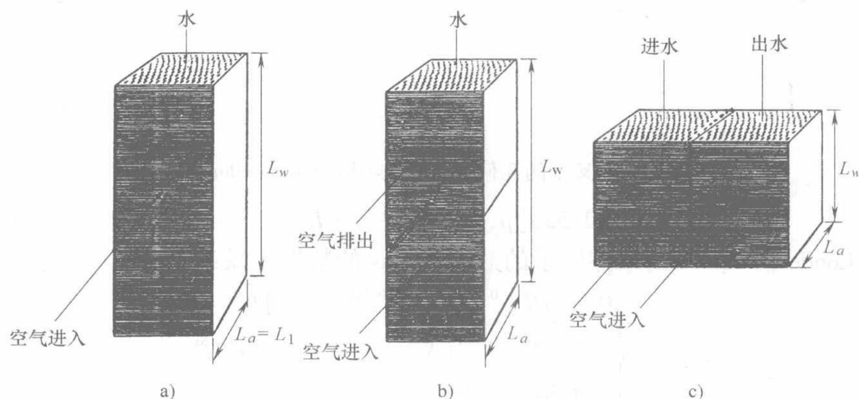
式(7.153)和式(7.154)中的关联式适用于 $d_w = 9.53\text{mm}$，$1.571 \leqslant X_t/d_w \leqslant 4.675$ 或 $0.500 \leqslant p \leqslant 0.832$。通过 London 和 Kays 的数据可知，$Nu$($j$ 因子)关联式的精确度在 ±4.8%之内，对顺排、叉排和任意布置的 f 因子关联式的精确度分别在 ±7.8%、6.7%和7.1%之内。

例 7.6 此例题是确定将单程的不混合—不混合型交叉流式换热器(图例7.6a)改为两流程的串联耦合(上下连接,图例7.6b)或并联耦合(并排,图例7.6c)后性能的变化，在这两种情况下水在流程之间混合，空气和水侧的热阻比分别为1:1 和10:1。三种换热器的总传热面积是相同的。如图例7.6a 所示的单程换热器的具体特性是：传热单元数为1.2；热容量比为0.8；有效度为0.547；空气侧压降为0.25kPa。所有的面积、几何参数、流速、传热系数、摩擦因子和流体参数都已经知道(即换热器已经设计出来)。

考虑空气侧的 $j_a \propto Re_a^{-0.4}$ 和 $f_a \propto Re_a^{-0.2}$，并且假设流体物性是常数。确定图例7.6b 和图例7.6c 中所示的换热器有效度和压降，估算图例7.6a 中所示单程换热器在下面两种热阻情况下的 ε 和 Δp：①$R_a = R_w$；②$R_a = 10R_w$。忽略三种换热器中的壁面热阻和污垢热阻。

求解：

问题数据和简述：图例7.6a 中的是给定热容量的换热器。并且给出图例7.6b 和图例7.6c 所示的整体结构发生变化的两种换热器。图例7.6a 中换热器参数为



图例7.6 三种换热器

a）单流程两流体都不混合的交叉流换热器 b）串联(上下连接)两流程交叉流换热器

c）并联耦合(并排)两流程换热器

$$NTU = 1.2 \quad C^* = \frac{C_{air}}{C_{water}} = 0.8 \quad \varepsilon = 0.547 \quad \Delta p_a = 0.25\text{kPa}$$

确定：图例7.6b和图例7.6c中换热器的有效度和压降。

假设：流体参数不变；忽略入口、出口和空气侧动量影响引起的压降，即忽略由第一流程进入第二流程时流动对传热和压降的影响。

分析：用下标1，2，3分别表示图例7.6a，图例7.6b，图例7.6c中三种换热器的物理量，分析几何形状和流动布置可以得到下面的结果。

变　量	换热器1	换热器2	换热器3
空气流动长度	L_1	$L_2 = 2L_1$	$L_3 = L_1$
空气侧质量流量	G_1	$G_2 = 2G_1$	$G_3 = G_1$
单流程的空气侧的表面积	A_1	$A_2 = 0.5A_1$	$A_3 = 0.5A_1$
单流程的水侧的表面积	$A_{w,1}$	$A_{w,2} = 0.5A_{w,1}$	$A_{w,3} = 0.5A_{w,1}$
单流程空气侧的热容量	C_1	$C_2 = C_1$	$C_3 = 0.5C_1$
单流程的空气侧与水侧的热容量比	C^*	$C_p^* = C^*$	$C_p^* = 0.5C^*$
空气侧传热系数	h_1	h_2	$h_3 = h_1$
水侧传热系数	h_w	h_w	h_w
单流程基于空气侧的 U	U_1	U_2 与 R_a 和 R_w 有关	$U_3 = U_1$
单流程的 $(hA)_w$	$[(hA)_w]_1$	$0.5[(hA)_w]_1$	$0.5[(hA)_w]_1$
单流程的 $(hA)_a$	$(hA)_1$	$h_2(0.5A_1)$	$0.5(hA)_1$

我们首先计算换热器2空气侧传热系数的变化，根据定义，$h = j_a G c_p \cdot Pr^{2/3}$ 和 $j_a = Re_a^{-0.4}$，其中 $Re_a = GD_h/\mu$，得到：

$$h = h_a \propto j_a G \propto Re_a^{-0.4} G \propto G^{-0.4} G = G^{0.6}$$

因此，

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^{0.6} = (2)^{0.6} = 1.516$$

现在，对单流程换热器（换热器1），我们指定 $(\eta_o hA)_a = (hA)_1$，从而可以得到以下结果。

$R_a = R_w$ 的情况	$R_a = 10R_w$ 的情况
$\frac{1}{(hA)_1} = \frac{1}{[(hA)_w]_1}$（即 $[(hA)_w]_1 = (hA)_1$）	$\frac{1}{(hA)_1} = \frac{10}{[(hA)_w]_1}$（即 $[(hA)_w]_1 = 10(hA)_1$）
$\frac{1}{(UA)_1} \approx \frac{1}{(hA)_1} + \frac{1}{(hA)_1} = \frac{2}{(hA)_1}$	$\frac{1}{(UA)_1} \approx \frac{1}{(hA)_1} + \frac{1}{10(hA)_1} = \frac{1.1}{(hA)_1}$
因此，$(hA)_1 = 2(UA)_1$	因此，$(hA)_1 = 1.1(UA)_1$

现在再来计算换热器 2 的有效度，假设为两流程换热器，分两种热阻分布的情况。此处要用到第三章中部分适当的关联式。

$R_a = R_w$ 的情况	$R_a = 10R_w$ 的情况
因为$[(hA)_w]_{2,p} = 0.5[(hA)_w]_1$，并且$[(hA)_w]_1 = (hA)_1$，由此可以得到$[(hA)_w]_{2,p} = 0.5(hA)_1$，结合$[(hA)_a]_2 = 1.516h_1(0.5A_1) = 0.758(hA)_1$，因此根据式(3.24)得： $\frac{1}{(UA)_{2,p}} \approx \frac{1}{0.758(hA)_1} + \frac{1}{0.5(hA)_1} = \frac{3.32}{(hA)_1}$ 将上面的$(hA)_1 = 2(UA)_1$代入换热器 1 得 $(UA)_{2,p} = 0.602(UA)_1$ 因为换热器 2 也有 $C_{min} = C_1$，$NTU_{2,p} = 0.602NTU_1 = 0.602 \times 1.2 = 0.722$，现在根据输入量 $C_p^* = C^* = 0.8$，由图3.9(或由表3.3 中的 ε—NTU 公式)以及 $C_p^* = 0.8$ 和 $NTU_{2,p} = 0.722$ 得到 $\varepsilon_p = 0.422$，因此根据式(3.131)得图例 7.6b 中的双流程换热器的 ε_2 为 $\varepsilon_2 = \frac{\left[\frac{(1-0.8\times0.422)}{(1-0.422)}\right]^2 - 1}{\left[\frac{(1-0.8\times0.422)}{(1-0.422)}\right]^2 - 0.8}$ $= 0.610$ ε_2 对 $\varepsilon_1(=0.547)$的增量为 $\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} = \frac{0.610}{0.547} = 1.12$，则增量为 12%	因为$[(hA)_w]_{2,p} = 0.5[(hA)_w]_1$，并且$[(hA)_w]_1 = 10(hA)_1$，由此可以得到$[(hA)_w]_{2,p} = 5(hA)_1$，结合$[(hA)_a]_2 = 1.516h_1(0.5A_1) = 0.758(hA)_1$，因此根据式(3.24)得： $\frac{1}{(UA)_{2,p}} \approx \frac{1}{0.758(hA)_1} + \frac{1}{5(hA)_1} = \frac{1.52}{(hA)_1}$ 将上面的$(hA)_1 = 1.1(UA)_1$代入换热器 1 得 $(UA)_{2,p} = 0.724(UA)_1$ 因为换热器 2 也有 $C_{min} = C_1$，$NTU_{2,p} = 0.724NTU_1 = 0.724 \times 1.2 = 0.869$，现在根据输入量 $C_p^* = C^* = 0.8$，由图3.9(或由表3.3 中的 ε—NTU 公式)以及 $C_p^* = 0.8$ 和 $NTU_{2,p} = 0.869$ 得到 $\varepsilon_p = 0.468$，因此根据式(3.131)得图例 7.6b 中的双流程换热器的 ε_2 为 $\varepsilon_2 = \frac{\left[\frac{(1-0.8\times0.468)}{(1-0.422)}\right]^2 - 1}{\left[\frac{(1-0.8\times0.468)}{(1-0.422)}\right]^2 - 0.8}$ $= 0.657$ ε_2 对 $\varepsilon_1(=0.547)$的增量为 $\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} = \frac{0.657}{0.547} = 1.20$ 或 20%

因此得到，两流程换热器的传热量在两种热阻情况下分别增加了 12% 和 20%，近似于单流程的平衡($R_a = R_w$)情况和高度不平衡($R_a = 10R_w$)情况。

现在计算换热器 3 的有效度，它是并联耦合的流程之间流体(水)混合的两流程换热器。这种换热器的演变与换热器 1 不同，因为水侧是混合的。在前面提到，对于换热器 3 的每一个流道，C_{air}是换热器 1 的一半，因此有

$$C_p^* = \frac{C_{a,3}}{C_w} = \frac{0.5C_{a,1}}{C_w} = 0.5C_1^* = 0.4$$

每一流道的 NTU 为

$$NTU_{3,p} = \frac{U_1(0.5A_1)}{0.5C_1} = NTU_1 = 1.2$$

如上面注意到的那样，换热器 1 和换热器 3 的总传热系数是一样的。因此，对于 $NTU_p = 1.2$，$C_p^* = 0.4$，由图3.9 所得的 ε_p(或从表3.3 中两流体非混合的交叉流

式换热器的 ε—NTU 公式求得)为0.6175。这种情况下，平行的气流是如图3.22所示的流体2的流动形式。因此，在 $\varepsilon_p=0.6175$、$C_p^*=0.4$ 和 $n=2$ 的情况下，换热器中空气侧的有效度可以将公式 $\varepsilon-\varepsilon_p-C_p^*$ 代入式(3.162)并作修改得到。

$$\varepsilon_3=\frac{1}{nC_p^*}[1-(1-\varepsilon_pC_p^*)^n]=\frac{1}{2\times0.4}[1-(1-0.6175\times0.4)^{0.2}]=0.5412$$

由于换热器1和换热器3唯一的不同之处是流程之间(此处我们考虑换热器3中在水侧两流道)流体的非混合(换热器1)和混合(换热器3)，我们期望的换热器3的有效度要稍微低一点，然后可得到的结果是 $\varepsilon_3=0.541$，$\varepsilon_1=0.547$。

现在让我们首先计算换热器2空气侧的压降。因为 $f_a\propto Re_a^{-0.2}$ 及 $Re_a=GD_h/\mu$，所以有

$$\frac{f_2}{f_1}=\left(\frac{Re_2}{Re_1}\right)^{-0.2}=\left(\frac{C_2}{C_1}\right)^{-0.2}\tag{7.156}$$

因为两种换热器空气侧的当量直径 D_h 是一样的，所以假设空气温度较小的变化不会带来流体参数的变化。如果认为芯子的摩擦压降占总压降的主要部分，则根据式(6.29)有

$$\Delta p=\frac{4fLG^2}{2g_cD_h}\left(\frac{1}{\rho}\right)_m$$

因此两种换热器的压降之比为

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}=\frac{f_2}{f_1}\frac{L_2}{L_1}\left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2$$

将式(7.156)中的 f_2/f_1，$L_2/L_1=2$ 以及 $G_2/G_1=2$ 代入上式有

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}=\left(\frac{G_2}{G_1}\right)^{-0.2}\frac{L_2}{L_1}\left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2=2\left(\frac{G_2}{G_1}\right)^{1.8}=2(2)^{1.8}=6.96$$

或者

$$\Delta p_2=6.96\times0.25=1.74\text{kPa}$$

由此可以得出两流程换热器2空气侧的压降大约是单流程换热器1的7倍。所以，两流程的交叉流换热器的压降远远比增加的传热量要大得多(12%～20%)。

由于第一个流程之后的弯管(角度为180°)，换热器3空气侧的压降不变并且水侧的压降也只有轻微的增加。换热器3唯一的优点是可以采用不同的装配。

讨论和注释：此例题的目的主要为了说明计算步骤，以及不同的组合形式下的换热器的传热和压降的不同(理想情况下有相同的表面积和相同几何形状的传热面)。由于换热器3在理论上与换热器1是一样的，因此在传热和压降方面没有很大的不同。然而，换热器2是两流程换热器，它的有效度比单程换热器有所改善，但是却是以压降大幅度增大为代价的。因此设计中选择何种布置(换热器1或换热器2)应当考虑空气侧的许可压降。

若换热器 2 改为水侧为两流程，空气是直通流，则由于流速增加（两倍）、长度增加了一倍，以及在低泵功率下是允许的 180°地改变方向（参考 6.1.1 节的末尾部分）会导致水侧压降增加（大约 7 ~ 8 倍）。当液体侧的传热系数非常低时（或者液体侧的 hA 与气体侧的相等或较小），这种流动布置方式可以用于液体—气体换热器中，在那种情况下，由于速度增加，从而 h 和 U 增加，所以最终换热器的传热性能会得到很大提高。

7.6 流体参数随温度变化的影响

7.4 节中的 Nu 和 f 的理论关联式的一个基本假设是流体参数在整个流场中是恒定的。7.5 节中 j 和 f 的大多数试验数据涉及了很小的温度变化，所以流体参数不会发生很大变化。然而在某些的换热器设备中，温度会发生很大的变化。至少出现了两个问题：①我们获得的空气温度从 50℃ 变化至 100℃ 的 j 和 f 的数据还能应用到从 500℃ 变化至 600℃ 的情况吗？②能够将从空气得到的 j 和 f 数据（例如 Kays 和 London，1998 中的数据）用于水、油和粘性流体吗？答案是能，可以通过对恒定参数下的 j 和 f 的数据进行校正，然后用于换热器中流体参数中的变量，本节将会讨论这种方法。

首先说明流体参数的变化是怎样影响换热器中的传热和压降的。考虑流过圆管的完全发展层流中液体粘度的变化对压降和传热的影响这个具体的情况。不存在传热（等温）情况，速度曲线就会变成抛物线（图 7.32）。现在考虑热量从壁面传到流体中。从而在管子截面的径向上存在温度梯度，壁面附近的液体变热而管子中心线处的液体变冷。由于液体粘度随温度的增加而减小，所以壁面附近的流体粘度比等温情况下的值要低。从而在稳定流动的情况下，壁面附近液体的流速增加而管子中心的流速减小才能满足连续方程。所以最终的速度曲线变的较平缓，如图 7.32 所示。壁面附近液体粘度的降低会产生较低的 f 和 Δp。壁面附近流速的增加意味着提高了对流换热的效率，最终具有较高的传热系数 h（依赖于换热器中的流动类型，具有较高的 Nu 和 f）和较高的换热量。

现在考虑液体的冷却，因为这个原因管壁的温度比液体的温度低。靠近管壁的液体的温度低，比起等温的情况具有较高的粘度和较低的流速（见图 7.32）。这将导致较高的 f 和 Δp，以及较低的传热系数 h（较低的 Nu 或 j）和换热量。

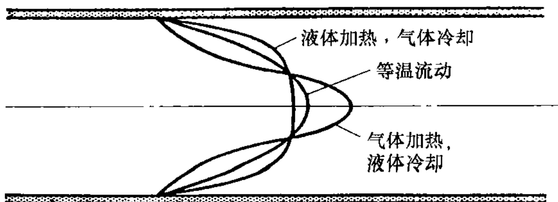


图 7.32　传热对层流速度分布的影响

由于气体的粘度随温度的

增加而增加，所以气体加热的情况类似于液体冷却时的情况，结果会得到较高的f和Δp，较低的h、j和q。由于气体的粘度随温度的下降而减小，所以气体冷却的情况类似于液体加热时的情况。但是需要强调的是在可比较的温差情况下，气体粘度的变化(例如空气)比液体粘度的变化(例如水)要小一个数量级。因此，流体参数变化对层流流动努谢尔特数的影响可以忽略，见表7.13中，式(7.157)中的指数n为零。

在工程应用中，先采用恒定参数的分析解或温差很小的情况下得到的试验数据，然后考虑流体参数变化的影响，应用一些校正方法对结果进行校正，这是非常方便的。可取的校正方法有三种(通常使用前面两种)：①参数比的方法；②参考温度法；③其他方法。在参数比方法中，所有的参数都是在主流温度下估算得到，然后所有的变化参数的影响都集中到校正因子中。这个因子是在表面温度下得到的相关特性与在主流温度下得到的相关特性之比。因此这个修正因子是温度的函数。在参考温度法中，相关的组已经估算过，从而恒定参数结果可以直接用于计算变参数的特性。典型的温度是薄膜温度或表面温度。薄膜温度是壁面温度和流体主流温度的算术平均值。在文献中也有许多其他的方法来考虑参数变化的影响，在俄罗斯的文献中使用的一种方法是用普朗特数之比代替式(7.157)中的温度比或式(7.158)中的粘度比。

内部流动广泛使用的方法是参数比的方法(如换热器的设计和分析)，外部流动最常用的方法是参考温度法(如空气动力学中的问题)。内部流动采用参数比的方法的原因是可以直接求解$G=\rho u_m$(用于计算Re、St或j因子)。可以用$G=\dot{m}/A_o$来计算，从而可以不考虑换热器中流体密度ρ的变化。在参考温度法中，ρu_m中的ρ是在参考温度下估算得到的，而计算$u_m(u_m=\dot{m}/A_o\rho)$的ρ是在主流温度下得到的。这样，在参考温度法中须要用到这两个密度，这导致对其进行的解释变得含糊不清。

对于气体，粘度、传热系数和密度是热力学温度T的函数，通常随T的增加而增加。除了接近于温度极限的情况(接近于临界温度)，热力学温度特性对于不同的气体是类似的。对于气体的参数随温度的变化的影响可以通过下面的努谢尔特数和摩擦因子的方程进行充分的关联。

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}}=\left(\frac{T_w}{T_m}\right)^n \qquad \frac{f}{f_{cp}}=\left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m \tag{7.157}$$

其中T_w和T_m是热力学温度。

对于液体，粘度是唯一一个随温度变化很大的重要特性，除了在临界点附近，传热系数和比热容随温度的变化大略的补偿了它们的影响。因此参数随温度的变化对液体的影响可以通过下面的努谢尔特数和摩擦因子的方程进行充分关联。

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}}=\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^n \qquad \frac{f}{f_{cp}}=\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^m \tag{7.158}$$

其中式(7.157)和式(7.158)中的下标 cp 表示恒定特性(即恒定流体特性下的 Nu 和 f),并且式(7.157)和式(7.158)中特征数中的所有参数都是在主流温度下得到的。加热和冷却情况下,圆管中完全发展层流和湍流下的指数 n 和 m 值概括在表7.12和表7.13中。

表7.12 层流中应用参数比方法得到的式(7.157)和式(7.158)中的指数

流体	加热	冷却
气体	$1<T_w/T_m<3$ 时 $n=0.0$, $m=1.00$	$0.5<T_w/T_m<1$ 时,$n=0.0$, $m=0.81$
液体	$\mu_w/\mu_m<1$ 时,$n=-0.14$, $m=0.58$	$\mu_w/\mu_m>1$ 时,$n=-0.14$, $m=0.54$

表7.13 湍流中应用参数比方法得到的式(7.157)和式(7.158)中的指数或关联式

流体	加热	冷却
气体	$1<T_w/T_m<5$, $0.6<Pr<0.9$, $10^4<Re<10^6$ 和 $L/D_h>40$ 时,$Nu=5+0.012Re^{0.83}(Pr+0.29)\left(\frac{T_w}{T_m}\right)^n$ $n=-\left[\log_{10}\left(\frac{T_w}{T_m}\right)\right]^{\frac{1}{4}}+0.3$ $1<T_w/T_m<2.4$ 时,$m=-0.1$	$n=0$ $m=-0.1$
液体	$0.08<\mu_w/\mu_m<1$ 时,$n=-0.11$ $0.35<\mu_w/\mu_m<1$ 时, $\frac{f}{f_{cp}}=\frac{\left(7-\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)}{6}$ or $m=0.25$	$1<\mu_w/\mu_m<40$ 时,$n=-0.25$ $1<\mu_w/\mu_m<2$ 时,$m=0.24$

这些由表7.12和表7.13给出指数的关联式[式(7.157)和式(7.158)]是在恒定热流量的边界条件下导出的。在恒定壁温的边界条件下完全发展流中,由于 T_m 接近于 T_w,所以参数变化的影响不是很大。因此,在恒定壁温的边界条件下考虑参数变化最小情况下的影响,式(7.157)和式(7.158)就足够了。指数 m 和 n 的值也可能与管子截面形状、表面间断情况、发展中的流动,以及不同于恒定热流和恒定壁温的热力边界条件有关。然而,文献中没有这一方面的资料。因此,对于换热器中各种的情况,式(7.157)和式(7.158)不可能完全校正参数变化的影响,但是在公开的文献中它们仍是最主要的校正式子。

7.7 叠加自然对流的影响

当自由对流引起的二次流的速度相对于强制对流流动的平均速度不可忽略

时，自由对流可能对根据单纯强制对流计算得到的传热和压降有很大影响。当流速很低，温差($T_w - T_m$)很大或流道的当量直径 D_h 很大时，叠加自然对流对单纯强制对流的影响是很重要的。叠加自然对流的影响通常在管壳式换热器中的层流流动中很重要，对于紧凑式换热器则可以忽略。

自然对流的影响与下面的量纲为一量的组合有关：格拉晓夫数 Gr，雷利数 Ra，普朗特数 Pr，与雷诺数有关的 L/D。格拉晓夫数 Gr 和雷利数 Ra 的定义式为

$$Gr = \frac{g\rho^2 D_h^3 \beta^* (T_w - T_m)}{\mu^2} \tag{7.159}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\rho^2 D_h^3 \beta^* c_p (T_w - T_m)}{\mu k} \tag{7.160}$$

其中 β^* 是热膨胀系数，g 是重力加速度。格拉晓夫数 Gr 表示了浮升力与粘性力之比，浮升力是由温度引起的流体密度的空间变化而形成的。根据雷利数 Ra 的值可以表明自然对流的边界层是层流还是湍流。对于竖直平板，$Ra_x < 10^9$ 时是层流，$Ra_x > 10^9$ 时是湍流，其中 Ra_x 是由用 D_h 代替 x 的式(7.160)定义的，x 是从自然对流的起始点开始的沿竖直平板的纵坐标。对于单纯的强制对流，Gr 或 Ra 接近于零值。

强制对流叠加自然对流的问题称为组合或混合对流问题。此处雷诺数和格拉晓夫数分别是强制对流和自然对流的特征数(量纲为一组)。对边界层方程的数量级分析可以看出当 Gr/Re^2 在1附近时，这个问题应当作为组合对流问题考虑。如果 $Gr/Re^2 \ll 1$，则忽略自然对流；如果 $Gr/Re^2 \gg 1$，则忽略强制对流。由于组合对流问题对于层流流动非常重要，所以接下来就给出流过水平圆管和竖直圆管的一些关联式。

7.7.1　水平圆管

对于水平管子，自然对流在截面上形成二次流，这有助于对流传热过程的换热。因此，组合对流下的努谢尔特数和传热系数比单纯强制对流下的值要高。最大的传热发生在管子底部。当自然对流在层流流动中的影响很大时，壁面附近就会出现大的温度梯度，并且给定流动截面上水平和竖直方向的温度变化与泊肃叶流动下的抛物线速度曲线也明显不同。

Metais 和 Eckert 针对边界条件是恒定壁温的水平圆管，推荐了一个自然对流、混合对流和强制对流动态图，如图7.33所示。强制对流和自然对流的界限以自然对流换热仅占总换热量的10%来定义。因此图7.33可以作为一个指导方法来确定是否是自然对流是很重要的。近来，Ghajar 和 Tam 已经针对边界条件均为恒定热流密度的三种不同的入口结构水平管子，给出了一个流动原理图。他

们制出了用于一个有限范围内的雷利数图表，并且给出了努谢尔特数的关联式。

Aung 给出了水平圆管在各种边界条件下的完全发展和发展中的混合对流流动的大量的关联式。Morcos 和 Bergles 给出下面的水平圆管中组合对流关联式。

$$Nu_{H4}=\{(4.36)^2+[0.145(Gr^*\cdot Pr^{1.35}\cdot K_p^{0.25})^{0.265}]^2\}^{\frac{1}{2}} \tag{7.161}$$

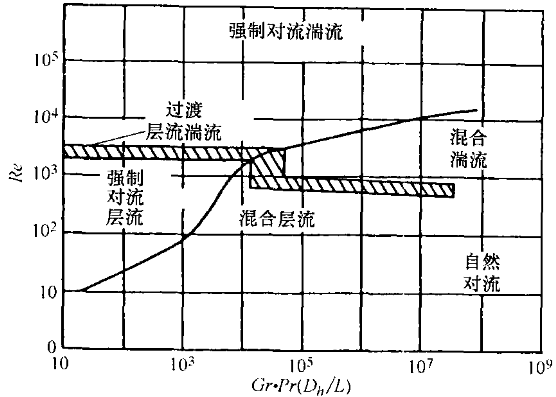


图 7.33　$10^{-2}<Pr(D_h/L)<1$ 时，水平圆管中自然对流、强制对流和混合对流的流动原理（摘自 Metails 和 Echert，1964）

其中，

$$Gr^*=Gr\cdot Nu=\frac{g\beta^*D_h^4q''}{v^2k}\qquad K_p=\frac{k_w\delta_w}{kD_h} \tag{7.162}$$

此处的 Gr^* 是修正后的格拉晓夫数，K_p 是外部导热的参数。下标 H4 表示沿外围方向具有有限热传导的恒定热流密度边界条件(Shah 和 London,1978)。这个关联式适用于：$3\times10^4<Ra<10^6$，$4<Pr<175$，$0.015<K_p<0.5$，其中，Ra 是式(7.160)中用壁面平均温度 $T_{w,m}$ 代替 T_w 所得。Nu_{H4} 中的所有参数，Gr^*、Pr 和 K_p 应当在薄膜温度[即$(T_{w,m}+T_w)/2$]下进行估算。

自然对流的影响使得热力入口段长度明显减小。所以，对于大多数情况，当增加了自然对流的影响时，组合对流流动是完全发展流。因此，用式(7.161)求解组合对流的努谢尔特数是足够的。

组合对流情况下的摩擦因子也较高。基于乙二醇的数据，Morcos 和 Bergles 给出了下面的关联式。

$$\frac{f}{f_{fc}}=[1+(0.195Ra^{0.15})^{15}]^{\frac{1}{15}} \tag{7.163}$$

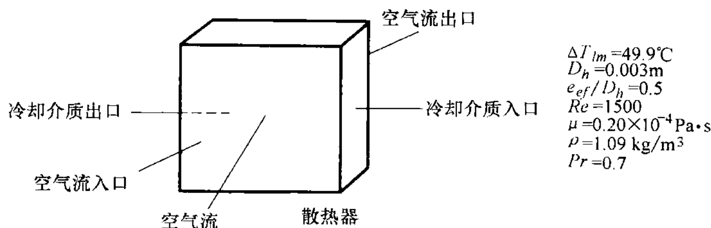
其中 $f_{fc}=16/Re$ 是等温强制对流摩擦因子。f 和 Re 中的参数都是在薄膜温度下估算得到的。

需要强调的是由于紧凑式换热器的 D_h 很小，所以自然对流对其的影响不重要，给出下面的例子作为说明。

例 7.7　研究例题 3.8 中汽车散热器中空气侧的叠加自然对流的影响。使用如下的附加参数：空气侧表面的 $\Delta T_{lm}=49.9℃$，$D_h=0.003\text{m}$，$\mu=0.20\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}$，$\rho=1.09\text{kg/m}^3$，$Pr=0.7$，$L_{ef}/D_h=0.5$，运行雷诺数 $Re=1500$。

求解：

问题数据和简述：图例7.7中给出了散热器的已知数据。



图例7.7　散热器示意图

确定：叠加自然对流的影响。

假设：图7.33中的流动原理图可以用于此问题。

分析：应用图7.33来确定自然对流对这个问题影响的重要与否。为确定格拉晓夫数，先来确定$(T_w - T_m)$和β^*。对于这个问题有

$$T_w - T_m = \Delta T_{lm} = 49.9℃ = 49.9\text{K}$$

空气的平均温度是算术平均温度与对数平均温度之差。

$$T_{m,c} = T_{m,h} - \Delta T_{lm} = \frac{(98.9 + 93.3)℃}{2} - 49.9℃ = 46.2℃$$

对于空气作为理想气体，有

$$\beta^* = \frac{1}{T_{m,c}} = \frac{1}{(273.15 + 46.2)\text{K}} = 0.0031\frac{1}{\text{K}}$$

海平面上的重力加速度$g = 9.807\text{m/s}^2$，故有

$$Gr = \frac{g\rho^2 D_h^3 \beta^* (T_w - T_m)}{\mu^2}$$

$$= \frac{9.807\text{m/s}^2 \times (1.09\text{kg/m}^3)^2 \times (0.003\text{m})^3 \times 0.0031\text{K}^{-1} \times 49.9\text{K}}{(0.20 \times 10^{-4}\text{Pa} \cdot \text{s})^2} = 121.7$$

因此

$$\frac{Gr \cdot Pr \cdot D_h}{l_{ef}} = 121.7 \times \frac{0.7}{0.5} = 170.4$$

注意我们为图7.33关联式中的l_{ef}/D_h考虑了间断长度l_{ef}(流动方向上百叶窗的长度)。由图7.33可以看出$Gr \cdot Pr \cdot D_h/l_{ef} = 170.4$，$Re = 1500$，故是强制对流的层流流动，因此可以忽略叠加自然对流的影响。

讨论和注释：这个散热器的平均温差相对较小(这个例子是49.9℃)，水力直径很小($D_h = 0.003\text{m}$)，速度比自然对流的速度1m/s或更低的值要高。因此我们不指望自然对流的影响很重要，这就是此例题所说明的问题。

7.7.2　竖直圆管

与水平管不同的是，竖直管的叠加对流的影响与流动方向和流体是被加热还

是被冷却有关。对于被加热的流体向上流动或被冷却的流体向下流动的情况，由于自然对流和强制对流的方向相同，因此自然对流有助于强制对流，最终使得摩擦因子和传热系数比单纯强制对流的值要高。然而，对于被冷却的流体向上流动或被加热的流体向下流动的情况，自然对流抑制的强制对流，最终使得摩擦因子和传热系数值较低。图 7.34 所示的是 Metais 和 Eckert 给出的竖直管的流动原理图，可以借助它来确定叠加自然对流的重要性。图 7.34 可以用于向上流动和向下流动，以及恒定热流密度和恒定壁温的边界条件的情况。

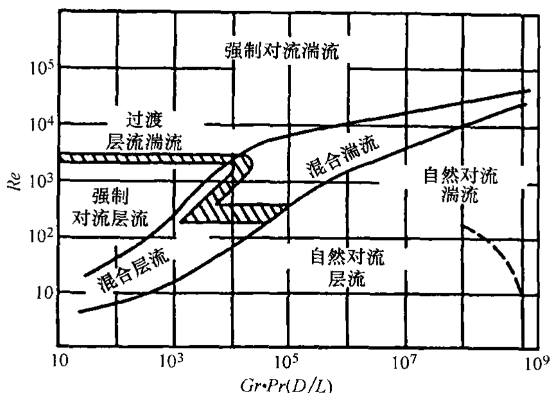


图 7.34 $10^{-2} < Pr(D_h/L) < 1$ 时，竖直圆管中自然对流、强制对流和混合对流的流动原理（摘自 Metails 和 Echert,1964）

Chato 对关于竖直通道混合对流的文献进行了总结，给出了下面的关联式。对于向上流动的液体（水或油），液体在圆管中被加热，沿流动方向密度降低（粘性降低）（$\partial\rho/\partial x < 0$），Worsoe—Schmidt 建立的努谢尔特数和摩擦因子的关联式如下，Chato 推荐将其用于完全发展流动。

$$Nu = \begin{cases} 4.73, & \dfrac{Gr}{Re} < 12.8 \\ 2.5\left(\dfrac{Gr}{Re}\right)^{0.25}, & \dfrac{Gr}{Re} > 12.8 \end{cases} \tag{7.164}$$

$$Nu = \begin{cases} 16, & \dfrac{Gr}{Re} < 8.4 \\ 5.8\left(\dfrac{Gr}{Re}\right)^{0.475}, & \dfrac{Gr}{Re} > 8.4 \end{cases} \tag{7.165}$$

其中 Gr 的定义式是式(7.159)。对于适量的热量供应，使用式(7.164)得到的 Nu 与测量的温度特性十分相符。式(7.165)位于由水和油得到的摩擦因子数据的较高值的范围内。

对于向上流动的液体，液体在圆管中被冷却，沿流动方向密度增加(粘性增加)($\partial\rho/\partial x > 0$)，努谢尔特数和摩擦因子在远离 $Gr/Re = 8.4 \sim 12.8$ 的位置迅速减小，并且由于壁面处发生逆流现象，摩擦因子甚至会变为负值。

对于恒定热流密度边界条件下向上流动的气体，局部努谢尔特数和摩擦因子的关联式如下。

$$
Nu_x=\begin{cases} Nu_{cp}+0.025(q^*)^{\frac{1}{2}}\dfrac{(Gz_x-3)(Gz_x-20)}{Gz_x^{\frac{3}{2}}}, & \text{适用于 } 3<Gz_x<1000,\ 0<q^*<5 \text{ 的空气和氦气} \\ Nu_{cp}+0.07(q^*)^{\frac{1}{2}}\dfrac{Gz_x-8}{Gz_x^{\frac{1}{2}}}, & \text{适用于 } 10<Gz_x<1000,\ 0<q^*<5 \text{ 的二氧化碳} \end{cases} \tag{7.166}
$$

参数恒定时，努谢尔特数为

$$
Nu_{cp}=\begin{cases} 1.58Gz_x^{0.3}, & Gz_x>26 \\ 4.2, & Gz_x<26 \end{cases} \tag{7.167}
$$

$q^*=qd_i/(2k_eT_eA_w)$，下标 e 表示通道入口的条件。在式(7.166)和式(7.167)中的格利茨数 Gz_x 表示局部格利茨数 $Gz_x=(\dot{m}c_p/kx)$，式中的 x 是沿管子方向的长度。同理，Nu_x 代表了基于通道水力直径的局部努谢尔特数。对于加热的向上流动的气体，摩擦因子为

$$
f=\begin{cases} \dfrac{16}{Re}\left(\dfrac{T_w}{T_m}\right), & \dfrac{T_w}{T_m}<1.2\sim1.5 \text{ 的气体} \\ \dfrac{15.5}{Re}\left(\dfrac{T_w}{T_m}\right)^{1.10}, & 1.2<\dfrac{T_w}{T_m}<3 \text{ 的空气和氦气} \\ \dfrac{15.5}{Re}\left(\dfrac{T_w}{T_m}\right)^{1.25}, & 1.2<\dfrac{T_w}{T_m}<2 \text{ 的二氧化碳} \end{cases} \tag{7.168}
$$

其中 Re 是流动长度下的平均雷诺数。对于冷却的向上流动的气体，摩擦因子为

$$
f=\frac{16}{Re}\left(\frac{T_w}{T_m}\right)^{0.81},\quad 0.5<\frac{T_w}{T_m}<1 \tag{7.169}
$$

7.8　叠加辐射的影响

至此本章中的理论和关联式都是在忽略辐射作用的情况下使用的(许多换热器设备中都是这种情况)。但是当换热器壁面温度比流体的温度高很多时(反之亦然)，热辐射与对流换热并存。换热器中高温流体的一些例子为：①在一些燃气轮机的排气流过管束的应用中；②矩阵形式布置的蓄热器中的金属工业的排气；③快速中子增殖反应堆换热器中的液态金属；④一些换热器设备中的高温液体。但是，液态金属是不透明的，因此它的辐射作用可以忽略。

7.8.1　液体作为参与介质

对于水和许多比气体(如空气)密度大很多的液体而言，可以忽略换热器表面与液体之间的辐射换热。也就是说，由于高温流体吸收了任何可能发生的热辐

射，所以辐射作用可以忽略。然而，在一些波长范围内的辐射不能被忽略，这个波长范围与特殊液体和平均辐射波长有关。大多数液体，包括换热器设备中使用的水都是不透明的，尽管一些液体在一些波长范围内具有很小的吸收性，但液体的热辐射和传给液体的热辐射是可以忽略的。

7.8.2 气体作为参与介质

分别考虑高温气体是透明的和不透明(即不参与热辐射的影响)的情况。如果气体是透明的，净辐射传热仅是从热表面传到冷表面。也就是说，对于非参与(即不吸收和不发射)气体，气体和传热面之间的辐射传热可以忽略。如果气体是热参与介质，并且温度高于或低于传热面，则由气体到表面(壁面)的辐射传热就不可忽略，反之亦然，这与温度有关。

对于非参与气体，净热辐射发生在从一个温度为 T_k 热表面 k 传到温度为 T_j 的冷表面 j 的传热过程，没有任何气体参与热辐射的吸收和发射。对于黑体，等温表面完全包含了非参与介质，净换热量的计算方法为(Siegel 和 Howell,2002)

$$q_{rad} = \sigma A_k \sum_{j=1}^{n} F_{kj}(T_k^4 - T_j^4) \tag{7.170}$$

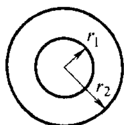
其中 F_{kj}是表面 k 与表面 j 之间热辐射的结构因子或视角因子，σ 是斯忒藩-波耳兹曼常数，T_k 和 T_j 必须是热力学温度(单位是 K 或°R)。式(7.170)说明了所有封闭的 n 个黑体表面都是平面。Howell 提供了许多结构的视角因子，从 Siegel 和 Howell 的相关著作中可以得到最近的目录。表 7.14 中概括了一些用于换热器的视角因子。

在吸收性气体流动的情况下，辐射影响只对于那些高浓度并且吸收或发射红外线的气体很重要。水蒸气和二氧化碳气体通常不包含在这一类气体当中。另一方面，硫和氮的氧化物通常达不到足够高的符合这类要求的浓度。

表 7.14 透明气体流在各种传热表面上的视角因子和辐射传热

图示	视角因子和辐射传热
A_1, T_1, ε_1；A_2, T_2, ε_2	大的(无限)平行板 $A_1 = A_2 = A \quad q_{12} = \dfrac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ $F_{12} = 1$
r_1；r_2	长的(无限)同心圆柱 $\dfrac{A_1}{A_2} = \dfrac{r_1}{r_2}$ $q_{12} = \dfrac{\sigma A_1(T_1^4 - T_2^4)}{\left(\dfrac{1}{\varepsilon_1}\right) + \left[\dfrac{(1-\varepsilon_2)}{\varepsilon_2}\right]\left(\dfrac{r_1}{r_2}\right)}$ $F_{12} = 1$

（续）

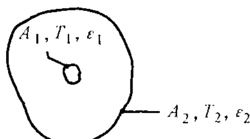


同心球

$$\frac{A_1}{A_2}=\frac{r_1^2}{r_2^2}$$

$$q_{12}=\frac{\sigma A_1(T_1^4-T_2^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1}\right)+\left[\frac{(1-\varepsilon_2)}{\varepsilon_2}\right]\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$$

$$F_{12}=1$$



大空腔内的小凸起

$$\frac{A_1}{A_2}\approx 0\quad q_{12}=\sigma A_1\varepsilon_1(T_1^4-T_2^4)$$

$$F_{12}=1$$

注：数据来源于 Incropera 和 DeWitt(2002)。

考虑气体的发射率是 ε_g，光谱吸收因数是 α_g，交换辐射的表面积是 A。壁面温度是 T_w，气体流过换热器是在平均温度 T_g 下(在本书其余部分,它与 T_m 是相同的)。那么气体对黑色表面的净辐射传热为

$$q_{rad}=\sigma A(\varepsilon_g T_g^4-\alpha_g T_w^4)\tag{7.171}$$

此处的 T_g 和 T_w 必须是热力学温度(单位是 K 或°R)。由于气体的辐射波段结构(即吸收系数是波长的函数)与它的温度有关，气体发射的能量与 T_g 有关，而气体吸收的能量与壁面在 T_w 下发射的辐射有关，还与 T_g 有关。因此，$\varepsilon_g(T_g)$ 和 $\alpha_g(T_g,T_w)$ 都与温度有关。另外，ε_g 和 α_g 还与参与辐射传热中的气体的部分压力有关。需要注意的是如果辐射传热是从壁面到气体，则式(7.171)中的 q_{rad} 就是负值。当换热器里对流换热中的辐射不可忽略时，在确定了复合传热系数的量级之后，再通过气体参数的平均波长度去估算 ε_g 和 α_g。

考虑灰色壁面发射率 ε_w 的情况，由于多次反射，q_{rad} 的估算会变得更复杂。气体对壁面的净传热可表示为

$$q_{rad}=\frac{\varepsilon_w\sigma A}{1-(1-\varepsilon_w)(1-\alpha_g)}(\varepsilon_g T_g^4-\alpha_g T_w^4)\tag{7.172}$$

仅当 $T_g/T_w\approx 1$ 时，有 $\varepsilon_g\approx\alpha_g$，从而式(7.172)可以简化为

$$q_{rad}=\frac{\sigma A}{\frac{1}{\varepsilon_g}+\frac{1}{\varepsilon_w}-1}(T_g^4-T_w^4)\tag{7.173}$$

因为对流传热方程与温差(T_w-T_g)有关，辐射传热系数 h_{rad} 也可以根据式(7.172)以类似的形式给出。

$$h_{rad}=\frac{q_{rad}}{A(T_g-T_w)}=\frac{\varepsilon_w\sigma}{1-(1-\varepsilon_w)(1-\alpha_g)}\frac{\varepsilon_g T_g^4-\alpha_g T_w^4}{T_g-T_w} \tag{7.174}$$

在这个方程中，T_w 和 T_g 的单位必须为 K 或°R。注意，对于强制对流的 h_{conv} 一般不是温度 T_w 和 T_g 的强函数，但是 h_{rad} 是 T_w 和 T_g 的强函数，如式(7.174)所示。

在换热器中，这个影响可以通过并行考虑对流和辐射现象的近似方法处理，因此有

$$h_{combined}=h_{conv}+h_{rad} \tag{7.175}$$

对具有复合对流和辐射问题的换热器进行分析，其他方面同前面的是一样的，只需用 $h_{combined}$ 代替 h（或 h_{cov}），并假设 $h_{combined}$ 是应用 $|T_w-T_g|=|T_w-T_m|$ 来定义的。

现在考虑通过 Hottel 和 Sarofim 的试验结果和关联式来确定式(7.174)中的 ε_g 和 α_g，其中一些已经由 Incropera 和 Dewitt 重新给出。气体发射率 ε_g 已经与温度 T_g、气体总压降 p、气体的部分压降 p_g（如水蒸气，二氧化碳等）和当量半球形内气体的半径 L 相联系。更确切地说，平均波长 L_e 是所需的气体半球半径，从而它向中心辐射的热量与实际气体体积的平均辐射量相等。在很多废气中，从辐射的观点来看，水蒸气和二氧化碳是最重要的成分，因此这里只考虑它们。对于其他气体，参考 Hottel 和 Sarofim 的相关著作。

图 7.35 所示的水蒸气的发射率 ε_{H_2O} 是气体温度 T_g 和 $\rho_{H_2O}L_e$ 的函数。其中 ρ_{H_2O} 是总压力为 101325Pa 的混合气体中水蒸气的分压力；L_e 是考虑不是半球状的气体形状和尺寸的平均波长。如果气体的总压力不是 101325Pa，可以根据图 7.36 获得一个校正因子 C_{H_2O}（对 101325Pa 的压力下 ε_{H_2O} 乘以该因子即为结果）。表 7.15 给出了各种气体形状的平均波长 L_e（Inctopera 和 DeWitt，2002）。图 7.37 和图 7.38 分别给出了二氧化碳的发射率 ε_{CO_2} 和对应的校正因子 C_{CO_2}。

表 7.15　各种气体形状下的平均波长 L_e

形　状	特征长度	L_e
球形（辐射到表面）	直径 D	$0.65D$
无限长圆柱（辐射到曲面）	直径 D	$0.95D$
半无限长圆柱（辐射到底面）	直径 D	$0.65D$
高径比相等的圆柱（辐射到整个表面）	直径 D	$0.60D$
无限平行平板（辐射到平板）	板间距 L	$1.8L$
立方体（辐射到每个表面）	边长 L	$0.66L$
体积为 V 的任意形状（辐射到表面 A）	体积与面积之比 V/A	$3.6V/A$

气体的光谱吸收因数 α_g 可以通过下面的表达式（Siegel 和 Howell，2002），使用近似的步骤来估算，对于一种明确的气体，总压力不是 101325Pa 的发射率和

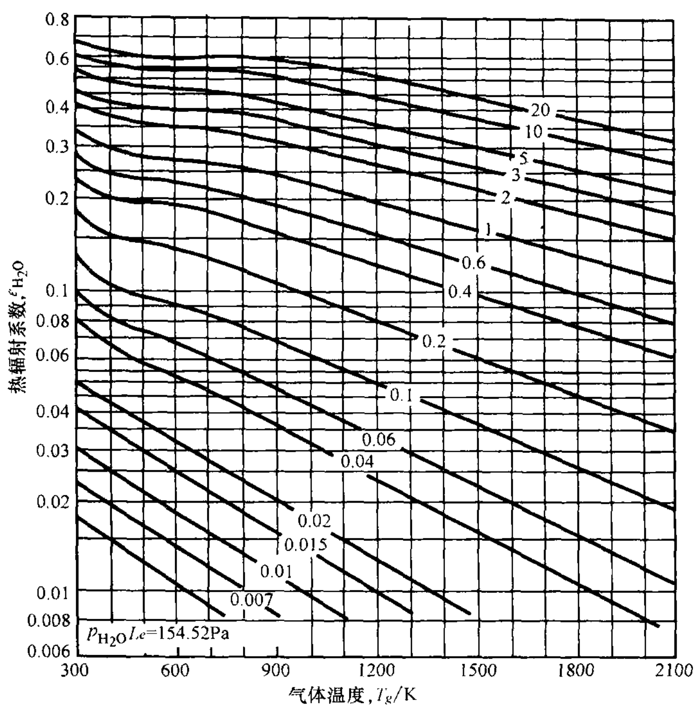


图 7.35　半球形内的混合气体只有水蒸气有热辐射时，在 101325Pa 下水蒸气的发射率(摘自 Hottel，1954)

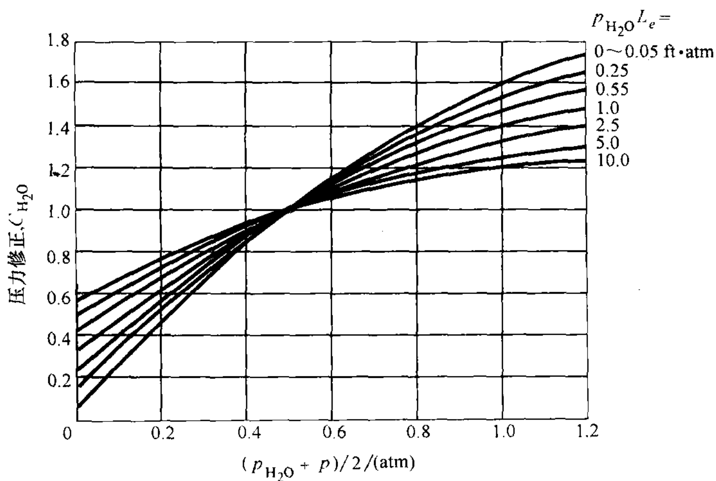


图 7.36　压力不为 101325Pa 时水蒸气发射率的校正因子

$\varepsilon_{H_2O,p\neq 101325Pa} = C_{H_2O}\varepsilon_{H_2O,p=101325Pa}$(摘自 Hottel，1954)

注：1atm = 101325Pa，1ft · atm = 30904. 13m · Pa。

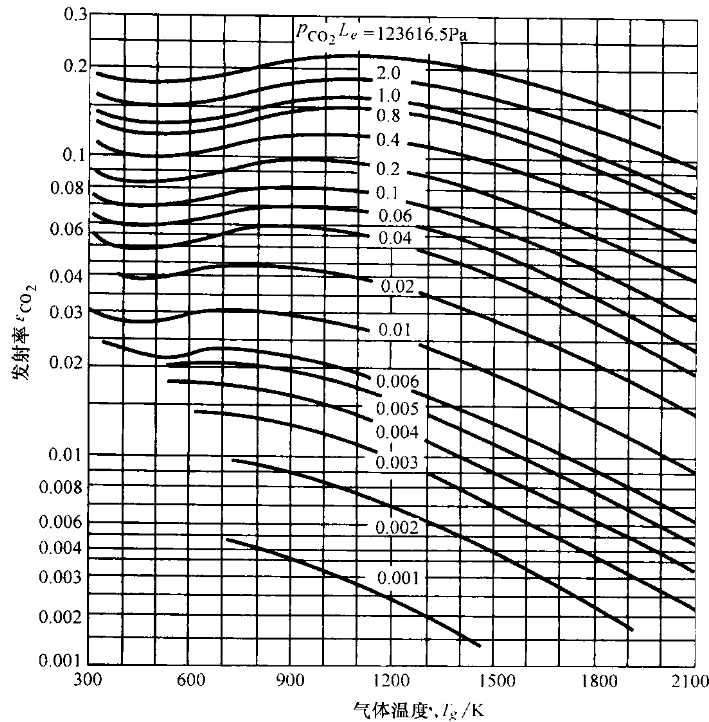


图 7.37 半球形内的混合气体只有二氧化碳有热辐射时，在 101325Pa 下二氧化碳的发射率（摘自 Hottel，1954）

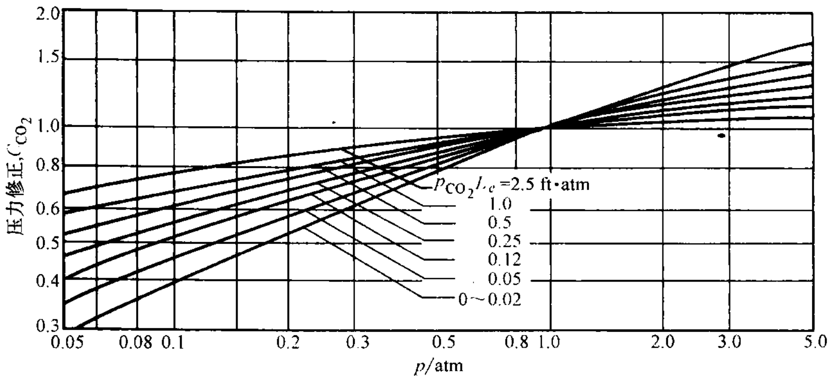


图 7.38 压力不为 101325Pa 时二氧化碳发射率的校正因子

$\varepsilon_{H_2O,p\neq101325Pa}=C_{H_2O}\varepsilon_{H_2O,p=101325Pa}$（摘自 Hottel，1954）

注：1atm = 101325Pa，1ft · atm = 30904.13m · Pa。

校正因子由图7.35～图7.38求得。

$$\alpha_{H_2O}=C_{H_2O}\left(\frac{T_m}{T_w}\right)^{0.5}\varepsilon_{H_2O}\left(T_w,\ p_{H_2O}L_e\frac{T_w}{T_m}\right) \tag{7.176a}$$

$$\alpha_{CO_2}=C_{CO_2}\left(\frac{T_m}{T_w}\right)^{0.5}\varepsilon_{CO_2}\left(T_w,\ p_{CO_2}L_e\frac{T_w}{T_m}\right) \tag{7.176b}$$

前面提到的水蒸气和二氧化碳的发射率和光谱吸收因数的值仅用于在混合气体中，它们是单独的辐射成分时。但是，当这两种气体和其他非辐射成分同时存在于混合气体中时，总的气体发射率和光谱吸收因数为：

$$\varepsilon_{gas}=C_{H_2O}\varepsilon_{H_2O}+C_{CO_2}\varepsilon_{CO_2}-\Delta\varepsilon \quad \alpha_{gas}=\alpha_{H_2O}+\alpha_{CO_2}-\Delta\alpha \tag{7.177}$$

现在可以由图7.39给出的校正因子$\Delta\varepsilon$来计算$\Delta\alpha=\Delta\varepsilon$(Hottel和Sarofim,1967)。

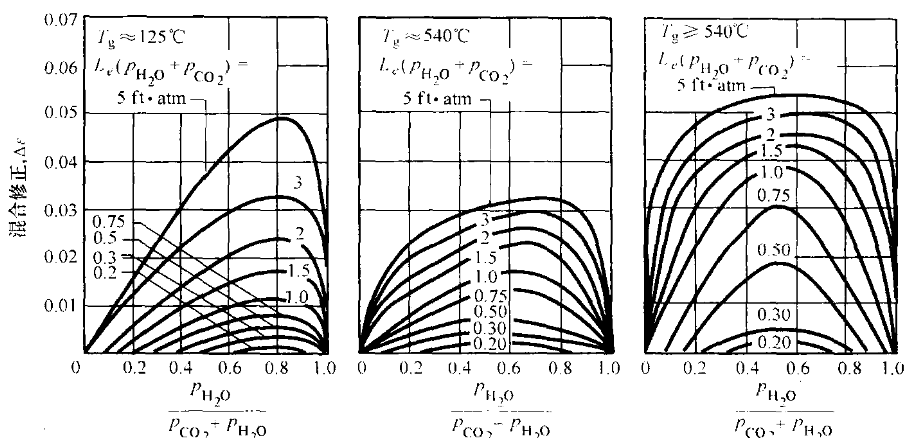


图7.39 水蒸气和二氧化碳混合时的校正因子(摘自Hottel,1954)

注：1ft·atm=30904.13m·Pa。

综述

换热器的热力和水力设计最重要的输入量是传热表面的传热系数和摩擦因子。换热器的热力计算依赖于资料的精确性。除了有广泛的测试设备的主要换热器工业中，这些现代传热表面的资料并不能被大多数小公司，顾问和学者所利用。通常，这些资料可以通过公开文献中的关联式、分析解和试验获得。因此，在本章中提供了所有这些方面的相关背景资料的充分的细节部分，从而使读者对寻求什么有更广泛的理解，有可能得到精确的j（或Nu）和f的数据或者在充分精确的情况下应用分析关联式求近似值和进行推断。本章还介绍了流体参数发生很大变化的情况，换热器中存在复合的自然对流和强制对流的情况或者复合对流

和辐射情况下的近似关联式和方法论。广泛理解本章中介绍的主题，读者就可以得到表面特性的近似解，并且能够设计换热器使之达到要求的性能水平或尺寸。因此，学过第三章的基本设计理论后，本章给出的资料对于换热器的精确热力设计是最重要的。

参考文献

Achaichia, A. , and T. A. Cowell, 1988, Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube louvered plate fin surfaces. *Exp. Thermal Fluid Sci.* , Vol. 1, pp. 147-157.

Amon, C. H. , D. Majumdar, C. V. Herman, F. Mayinger, B. B. Mikić, and D. P. Sekulić, 1992, Numerical and experimental studies of self-sustained oscillatory flows in communicating channels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 3115-3129.

Aung, W. , 1987, Mixed convection in internal flow, in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung, eds. , Wiley, New York, Chap. 15.

Bačlić, B, S. , P. J. Heggs, and H. Z. Z. A. Ziyan, 1986a, Differential fluid enthalpy method for predicting heat transfer coefficients in packed beds, *Heat Transfer 1986*, *Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf.* , Vol. 5, pp. 2617-2622.

Bačlić, B. S. , D. D. Gvozdenac, D. P. Sekulić, and E. J. Becić, 1986b, Laminar heat transfer characteristics of a plate-louver fin surface obtained by the differential fluid enthalpy method, in *Advances in Heat Exchanger Design*, eds. R. K. Shah and J. T. Pearson, HTD-Vol. 66, ASME, New York, pp. 21-28.

Bejan, A. , 1995, *Convection Heat Transfer*, 2nd ed. , Wiley, New York.

Bemisderfer, C. H. , 1998, Contemporary developments in the thermal design of finned-tube heat exchangers, *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 71-90.

Bhatti, M. S. , and R. K. Shah, 1987, Turbulent and transition convective heat transfer in ducts, in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung, eds. , Wiley, New York, Chap. 4.

Briggs, D. E. , and E. H. Young, 1963, Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. 41*, Vol, 59, pp. 1-10.

Burmeister, L. C. , 1993, *Convective Heat Transfer*, Wiley, New York.

Chang, Y. J. , and C. C. Wang, 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 533-544.

Chang, Y. J. , K. C. Hsu, Y. T. Lin and C. C. Wang, 2000, A generalized friction correlation for louver fin geometry, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2237-2243.

Chato, J. C. , 1969, Combined free and forced convection flows in channels. in *Advanced Heat Transfer*, B. T. Chao, ed. , University of Illinois Press, Urbana, IL, pp. 439-453.

Chen, C. J. , and J. S. Chiou, 1981, Laminar and turbulent heat transfer in the pipe entrance for liquid metals, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 1179-1190.

Churchill, S. W., and S. C. Zajic, 2002, The improved prediction of turbulent convection, *Heat Transfer 2002. Proc. 12th Int. Heat Transfer Conf.*, pp. 279-284.

Colburn, A. P., 1933, A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction, *Trans. Am. Inst. Chem. Eng.*, Vol. 29, pp. 174-210; reprinted in *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 1359-1384, 1964.

Cowell, T. A., M. R. Heikal, and A. Achaichia, 1995, Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 10, pp. 192-199.

Das, S. K., 2001, Private Communication, Department of Mechanical Engineering, IIT Madras, Chennai, India.

Dipprey, D. F., and R. H. Sabersky, 1963, Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol, 6, pp. 329-353.

Dittus, F. W., and L. M. K. Boelter, 1930, Heat transfer in automobile radiators of tubular type, *University of Calif. Publications in Engineering*, Vol. 2, pp. 443-461.

Gaddis, E. S., and V. Gnielinski, 1985, Pressure drop in cross flow across tube bundles. *Int. Chem. Eng.*, Vol, 25, pp. 1-15.

Ganguli, A., and S. B. Yilmaz, 1987, New heat transfer and pressure drop correlations for crossflow over low-finned tube banks, *AIChE Symp. Ser.* 257, Vol. 83, pp. 9-14.

Ghajar, A. J., and L. M. Tam, 1994, Heat transfer measurements and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 8, pp. 79-90.

Ghajar, A. J., and L. M. Tam, 1995, Flow regime map for a horizontal pipe with uniform wall heat flux and three inlet configurations, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 10, pp. 287-297.

Gnielinski, G., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359-368.

Gvozdenac, D. D., 1994, Experimental prediction of heat transfer coefficients by use of double-blow method, *Wärme-und Stoffübertragung*, Vol. 29, pp. 361-365.

Heggs, P. J., and D. Burns, 1988, Single blow experimental prediction of heat transfer coefficients: a comparison of commonly used techniques, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 1, pp. 243-251.

Hinze, J. O., 1975, *Turbulence*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.

Hottel. H. T., 1954, Radiant-heat transmission, in *Heat Transmission*, 3rd ed., W. H. McAdams, ed., McGraw-Hill, New York.

Hottel, H. C., and A. F. Sarofim, 1967, *Radiative Transfer*, McGraw-Hill, New York.

Howell, J. R., 1982, *A Catalog of Radiation Configuration Factors*, McGraw-Hill, New York.

Incropera, F. P., and D. P. DeWitt, 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th ed., Wiley, New York.

Jacobi, A. M., and R. K. Shah, 1996, Air-side flow and heat transfer in compact heat exchangers: a discussion of physics, in *Process, Enhanced, and Multiphase Heat Transfer—A Festschrift for A. E. Bergles*, R. M. Manglik and A. D. Kraus, eds., Begell House, New York, pp. 379-390;

see also *Heat Transfer Engineering*, Vol. 19, No. 4, pp. 29-41, 1998.

Kays, W, M., and M. E. Crawford, 1993, *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.

Kays, W. M., and A. L. London, 1950, Heat transfer and flow friction characteristics of some compact heat exchanger surfaces, Part Ⅰ; Test system and procedure, *Trans. ASME*, Vol. 72, pp. 1075-1085.

Kays, W. M., and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

Lestina, T., and K. J. Bell, 2001, Thermal performance testing of industrial heat exchangers, *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, San Diego, Vol. 35, pp. 1-55.

Lévêque, A., 1928, Les lois de la transmission de chaleur par convection, *Ann. Mines*, Vol. 13, pp. 201-299, 305-362, 381-415.

London, A. L., and R. K. Shah, 1968, Offset rectangular plate-fin surfaces-heat transfer and flow friction characteristics, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 90, Ser. A, pp. 218-228.

London, A. L., and R. K. Shah, 1973, Glass-ceramic hexagonal and circular passage surfaces-heat transfer and flow friction design characteristics, *SAE Trans.*, Vol. 82, Sec. 1, pp. 425-434.

London, A. L., M. B. O. Young, and J. H. Stang, 1970, Glass ceramic surfaces, straight triangular passages-heat transfer and flow friction characteristics, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 92, Ser. A, pp. 381-389.

Malhotra, A., and S. S. Kang, 1984, Turbulent Prandtl number in circular pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 2158-2161.

Manglik, R. M., and A. E. Bergles, 1995, Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset-strip-fin compact heat exchanger, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 10, pp. 171-180.

Martin, H., 1996, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, *Chem. Eng. Processing*, Vol. 35, pp. 301-310.

Martin, H., 2002, The generalized Lévêque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop, *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 57, pp. 3217-3223.

Martin. H., 2002, Private communication, Thermische Verfahrenstechnik, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe, Germany.

Metais, B., and E. R. G. Eckert, 1964, Forced, mixed and free convection regions, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 86, pp. 295-296.

Moffat, R. J., 1998, What's new in convective heat transfer, *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 19, pp. 90-101.

Morcos, S. M., and A. E. Bergles, 1975, Experimental investigation of combined forced and free laminar convection in horizontal tubes, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 97, pp. 212-219.

Mullisen, R. S., and R. I. Loehrke, 1986, A transient heat exchanger evaluation test for arbitrary fluid inlet temperature variation and longitudinal core conduction, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 370-376.

Nikuradse, J. , 1933, Strömungsgesetze in rauhen Rohren, *Forsch. Arb. Ing-Wes.* , No. 361; English translation, NACA TM 1292.

Petukhov, B. S. , and V. N. Popov, 1963, Theoretical calculation of heat exchange in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties, *High Temp.* , Vol. 1, No. 1, pp. 69-83.

Rabas, T. J,, and J. Taborek, 1987, Survey of turbulent forced-convection heat transfelr and pressure drop characteristics of low-finned tube banks in cross flow, *Heat Transfer Eng.* , Vol. 8, No. 2, pp. 49-62.

Robinson, K. K. , and D. E. Briggs, 1966, Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp. Series 64*, Vol. 62, pp. 177-184.

Schlünder, E. -U. , 1998, Analogy between heat and momentum transfer, *Chem. Eng. Process*, Vol. 37, pp. 103-107.

Shah, R. K. , 1981, Compact heat exchangers, in *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakaç, A. E. Bergles, and F. Mayinger, eds. , Hemisphere Publishing Corp. , Washington, DC, pp. 111-151.

Shah, R. K. , 1983, Fully developed laminar flow through channels, in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, S. Kakaç, R. K. Shah and A. E. Bergles, eds. , Hemisphere Publishing Corp. , Washington, DC, pp. 75-108.

Shah, R. K. , 1985, Compact heat exchangers, in *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2nd ed. , W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E, N. Ganić, eds. , McGraw-Hill, New York, pp. 4-174 to 4-311.

Shah, R. K. , 1990, Assessment of modified Wilson plot techniques for obtaining heat exchanger design data, *Heat Transfer 1990*, *Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf.* , Vol. 5, pp. 51-56.

Shah, R. K. , and M. S. Bhatti, 1987, Laminar convective heat transfer in ducts, in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung, eds. , Wiley, New York, Chap. 3.

Shah, R. K. , and M. S. Bhatti, 1988, Assessment of correlations for single-phase heat exchangers, in *Two-Phase Flow Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakaç, A. E. Bergles, and E. O. Fernandes, eds. , Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, pp. 81-122.

Shah. R. K. , and A. L. London, 1978, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Supplement 1 to *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York.

Shah, R. K. , and A. C. Mueller, 1988, Heat exchange, in *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, VCH Publishers, Weinheim, Germany, Unit Operations II, Vol. B3, Chapter 2.

Shah, R. K. , and Webb, R. L. , 1983, Compact and enhanced heat exchangers, in *Heat Exchangers: Theory and Practice*, J. Taborek, G. F. Hewitt and N. Afgan, eds. , Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, DC, pp. 425-468.

Shah, R. K. , and S. Q. Zhou, 1997, Experimental techniques for obtaining design data for compact

heat exchanger surfaces, in *Compact Heat Exchangersfor the Process Industries*, R. K. Shah, ed., Begell House, New York, pp. 365-379.

Siegel, R., and J. R. Howell, 2002, *Thermal Radiation Heat Transfer*, Taylor & Francis, New York.

Šlančiauskas, A., 2001, Two friendly rules for the turbulent heat transfer enhancement, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 2155-2161.

Sleicher, C. A., and M. Tribus, 1957, Heat transfer in a pipe with turbulent flow and arbitrary wall-temperature distribution, *Trans. ASME*, Vol. 97, pp. 789-796.

Taborek. J., 1990. Design method for tube-side laminar and transition flow regime with effects of natural convection, paper presented in the Open Forum at the 9th Int. Heat Transfer Conf., Jerusalem, Israel.

Tam, L. M., and A. J. Ghajar, 1997, Effect of inlet geometry and heating on the fully developed friction factor in the transition region of a horizontal tube, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol, 15, pp. 52-64.

Wang, C. C., 2000, Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Exchangers*, Vol. 1, pp. 49-76.

Wang, C. C., and K. U. Chi, 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers; Part 2; Correlation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2692-2700.

Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley, New York.

Wheeler, A. J., 1968, Single-blow transient testing of matrix-type heat exchanger surfaces at low values of N_{tu}, TR. 68, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, California.

Wilson, E. E., 1915, A basis for rational design of heat transfer apparatus, *Trans. ASME*, Vol. 37, pp. 47-82.

Winterton, R. H. S., 1998, Where did the Dittus-Boelter equation come from? *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 809-810.

Yu, B., H. Ozoe, and S. C. Churchill, 2001, The characteristics of fully developed turbulent convection in a round tube, *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 56, pp. 1781-1800.

Zhi-qing, W., 1982, Study on correction coefficients of laminar and turbulent entrance region effect in round pipe, *Appl. Math. Mech.*, Vol. 3, No. 3, pp. 433-446.

Žukauskas, A., 1987, Convective heat transfer in cross flow, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung, eds., Wiley, New York, Chap. 6.

习题

每个问题，选择一个或多个正确答案，给出简要的解释。

7.1　稳态(非脉动)层流的特征是：

A. 流速或许有两个或三个分量(u,v 或 w)

B. 管中心的速度总是常量

C. 如果有色染料被注入完全发展的流动中，它立即扩散

D. 流速分量可能是时间相关的

E. 以上都不是

7.2　在圆管充分发展的湍流中，速度分布是：

A. 抛物线　　B. 光滑的指数形式

C. 近壁面出抛物线且中心线附近均匀　　D. 不确定

7.3　圆管中在给定的轴线位置完全发展层流的边界层厚度是管径的下列比例：

A. 1/8　　B. 1/4　　C. 1/2　　D. 1

E. 2　　F. 不确定

7.4　对于管中的常物性水力和热力充分发展的流动：

A. 速度分布无关于 x　　B. 温度分布无关于 x

C. 速度分布无关于 x，但温度分布依赖于 x

7.5　对于圆管中的同时发展中流动，假定速度边界层厚度为 10mm。空气、水和液态钠流动的温度边界层的毫米级厚度大致是(每一组选定一个答案)：

A. 空气：5mm，10mm，15mm　　B. 水：5mm，10mm，15mm

C. 液态钠：5mm，10mm，15mm

7.6　传热系数 h 在下列哪些中是比例系数：

A. 导热量方程　　B. 对流量方程　　C. 能量平衡　　D. 理想气体方程

7.7　强迫对流传热系数可能和哪些有关：

A. 热边界条件　　B. 流体普朗特数　　C. 流速　　D. 壁面—流体体积温差

E. 流道形状　　F. 流道大小

7.8　量纲为一传热系数可以表达成下列哪些形式：

A. 努谢尔特数　　B. 斯坦顿数　　C. Colburn 因子　　D. 普朗特数

E. 佩克莱特数　　F. 格雷兹数　　G. 李维克数

7.9　指明量纲为一压降特性的选项是：

A. 范宁摩擦因子　　B. 雷诺数　　C. 轴向距离 x^+　　D. 增加的压降数量

E. 欧拉数　　F. 哈根数

7.10　雷诺数完全是：

A. 流体性质模数　　B. 流动模数　　C. 传热模数　　D. 压降模数

E. 以上全是　　F. 以上都不是

7.11　良好的设计中，决定传热系数的稳态方法的测试核心的 NTU 一般是：

A. 大于 3　　B. 低于 0.4　　C. $0.4 \leq NTU \leq 3$　　D. 不确定

7.12　对于Ⓗ1边界条件，在管中发展中的流动中下列保持一致并且不变的是：

A. 外表面热流量　　B. 沿轴向的壁温　　C. 传热系数　　D. 限定的壁面热导率

E. 以上都不是　　F. 以上都是

7.13　假定一圆管和一直角四边形管都有相同的流动面积。和圆管的值相比，完全发展时四边形管的努谢尔特数将会是：

A. 较高　　B. 较低　　C. 相等　　D. 不确定

7.14 定截面管道的完全发展层流中，下列哪些总是正确的：

A. $Nu_T \geqslant Nu_{H1}$ B. $Nu_{H1} \geqslant Nu_{H2}$ C. $Nu_T \geqslant Nu_{H2}$ D. $Nu_T \leqslant Nu_{H2}$

7.15 下列哪些形式的完全发展流动，努谢尔特数与普朗特数无关：

A. 层流 B. 过渡 C. 湍流 D. 以上都不是

7.16 完全发展层流中，压降近似比例于：

A. u_m B. u_m^2 C. $u_m^{1.8}$ D. $u_m^{0.8}$

E. 以上都不是

7.17 完全发展层流中，传热系数近似比例于：

A. u_m B. u_m^2 C. $u_m^{1.8}$ D. $u_m^{0.8}$

E. 以上都不是

7.18 完全发展湍流中，压降近似比例于：

A. u_m B. u_m^2 C. $u_m^{1.8}$ D. $u_m^{0.8}$

E. 以上都不是

7.19 完全发展湍流中，传热系数近似比例于：

A. u_m B. u_m^2 C. $u_m^{1.8}$ D. $u_m^{0.8}$

E. 以上都不是

7.20 如果我们将一给定的管壳式换热器（壳直径和管数相同）的管侧流程数由 2 变为 4 且保持管侧流量相同，湍流是管侧速度将会：

A. 保持不变 B. 增加 40% C. 增加 74% D. 增加 2 倍

E. 增加 4 倍 F. 增加 8 倍

7.21 对于问题 7.20，管侧压降将会：

A. 保持不变 B. 增加 40% C. 增加 74% D. 增加 2 倍

E. 增加 4 倍 F. 增加 8 倍

7.22 对于问题 7.20，壳侧传热系数将会：

A. 保持不变 B. 增加 40% C. 增加 74% D. 增加 2 倍

E. 增加 4 倍 F. 增加 8 倍

7.23 完全发展层流传热系数增加随着：

A. 增加传热面 B. 减小水力直径 C. 减小流速 D. 减小流体热导率

7.24 对于圆管中完全发展层流，确定传热系数如何随着下列变量或流体性质变化而变化（每一项选定一个答案）

A. 流速 u_m (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

B. 热导率 k (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

C. 密度 ρ (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

D. 比热容 c_p (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

E. 动力粘度 μ (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

F. 管径 d_i (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

G. 管长度 L (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

H. 热流量 q'' (i) 增加 (ii) 减小 (iii) 不变

7.25 假定圆管内流动为完全发展湍流，重复问题7.24。提示：使用公式(7.79)。

7.26 测得 $Re=2000$ 时圆管中空气流的压降为7kPa且传热系数为100W/($m^2\cdot K$)。忽略压降计算中的进出口损失和动量效应。认定 $\Delta p=16\mu\dot{m}(f\cdot Re)L/2\pi g_o\rho D_H^4=(4fL\cdot Re^2\mu^2/2g_o\rho D_H^3)$。假设层流是 $Nu=4.36$，$Pr=0.7$，且为常物性。

A. 如果管径增加一倍，结果压降将会是原始压降的下列倍数(假设流量不变)：

(i) 1/4 (ii) 1/2 (iii) 2 (iv) 1/16 (v) 1 (vi) 不确定

B. 如果管径增加一倍，结果传热系数将会是原始传热系数的下列倍数：

(i) 1/4 (ii) 1/2 (iii) 2 (iv) 1/16 (v) 1 (vi) 不确定

C. 如果管长增加一倍，结果压降将会是原始压降的下列倍数：

(i) 1/4 (ii) 1/2 (iii) 2 (iv) 1/16 (v) 1 (vi) 不确定

D. 如果管长增加一倍，结果传热系数将会是原始传热系数的下列倍数：

(i) 1/4 (ii) 1/2 (iii) 2 (iv) 1/16 (v) 1 (vi) 不确定

E. 如果流量增加五倍，结果压降将会是原始压降的下列倍数：

(i) 5 (ii) 25 (iii) 24.7 (iv) 不变 (v) 不确定

F. 如果流量增加五倍，结果传热系数将会是原始传热系数的下列倍数：

(i) 5 (ii) 3.62 (iii) 8.64 (iv) 25 (v) 不变

提示：对于问题E和F使用式(7.22)和式(7.79)。

7.27 对于圆管中的物理位置 x^+，层流热进口区域的努谢尔特数将：

A. 随着 Pr 增加 B. 随着 Pr 的增加减少

C. 不确定

7.28 完全发展层流管道流动的努谢尔特数依赖于：

A. 雷诺数 B. 普朗特数 C. 截面形状 D. 热边界条件

E. T_w-T_m F. 热流量 G. St H. 以上都不是

I. 以上都是

7.29 水力发展且热力发展中的层流管道流动的努谢尔特数依赖于：

A. 雷诺数 B. 普朗特数 C. 截面形状 D. 热边界条件

E. T_w-T_m F. 热流量 G. St H. 以上都不是

I. 以上都是

7.30 同时发展中的层流管道流动的努谢尔特数依赖于：

A. 雷诺数 B. 普朗特数 C. 截面形状 D. 热边界条件

E. T_w-T_m F. 热流量 G. St H. 以上都不是

I. 以上都是

7.31 完全发展湍流管道流动($Pr>0.5$)的努谢尔特数依赖于：

A. 雷诺数 B. 普朗特数 C. 截面形状 D. 热边界条件

E. T_w-T_m F. 热流量 G. St H. 以上都不是

I. 以上都是

7.32 完全发展湍流中，流道形状是：

A. 很重要 B. 影响很小 C. 不确定

7.33　对于相同的逆流速度，与两排的交错管束布置相比，四排的交错管束排列的平均传热系数：

A. 较低　　　　B. 较高　　　　C. 相同

7.34　减少扰动的流动长度将会产生：

A. 传热系数：更高，更低，相同　（选一个）

B. 摩擦因数：更高，更低，相同　（选一个）

7.35　与速度恒定的情形相比，在截面上认为速度是可变的对于液体加热的情况将导致：

A. 更高的传热系数　　　　B. 更高的压降

C. 更高的传热量　　　　D. 更高的摩擦因数

7.36　在截面上变化的流体物性产生更高的传热系数在：

A. 流体加热　　B. 流体冷却　　C. 气体加热　　D. 气体冷却

7.37　在换热器分析中，传热系数通常认为在每一流体侧是一致的。传热系数会由于下列因素导致可能是不一致的：

A. 温度相关的流体物性

B. 热进口长度效应

C. 由于边界层而导致的截面上一致的速度和温度分布的扭曲

D. 以上都不是

7.38　分层的自由对流相比强制对流具有更高的传热系数当：

A. 气体水平管中加热　　　　B. 液体在水平管中冷却

C. 液体在竖直管中加热且向上流　　　　D. 气体在竖直管中冷却且向下流

7.39　在强制流动中自由对流影响可能会很显著当：

A. 小的$(T_w - T_m)$　　　　B. 高紧凑式换热器

C. 管壳式换热器　　　　D. 高雷诺数

问答题

7.1　一交叉流换热器在空气侧使用条形翅片，形状如下：翅片距 = $549\mathrm{m}^{-1}$，板距 = 9.53mm，翅片长度 = 3.18mm，流道水力直径 = 2.68mm，翅片金属厚度 = 0.25mm。总传热面积/板片间容积 = $1250\mathrm{m}^2/\mathrm{m}^3$，且翅片面积/总面积 = 0.840 。翅片和隔板由不锈钢制作[k_w = 20.77W/(m·k)]。隔板厚度是 0.381mm。空气流速是 u_∞ = 3.05m/s，密度 ρ = 1.1213kg/m^3，$v = 1.58\times10^{-5}\mathrm{m}^2/\mathrm{s}$，$Pr$ = 0.70，并且 c_p = 1.00kJ/(kg·K)。对于空气侧，$\sigma = A_0/A_{fr} = 0.402$

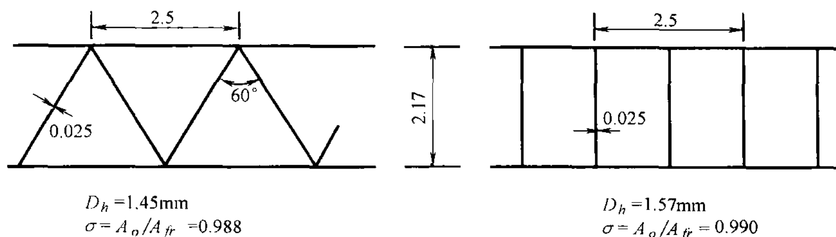
A. 确定当 Re = 1000 时的 h。

B. 如果翅片厚度从 0.25mm 减小到 0.16mm，h 和 f 会受到怎样的影响？给出足够的理由。

C. 如果条形翅片几何体的每个几何维度都乘以 5，估算 Re = 1000 时的 j 和 f 因子。对于这个表面在 Re = 1000 时使用 j = 0.0192 和 f = 0.0927。

7.2　一板翅式冷凝器设计为空气侧 790 翅/m 且翅片厚度为 0.025mm。你将在图问答题 7.2 所示的三角形和矩形流道形状中选择。空气侧的质量流量和正面面积是确定的，迎风速度为 u_∞ = 3.05m/s。使用下列流体性质：ρ = 1.1213kg/m^3，$v = 1.58\times10^{-5}\mathrm{m}^2/\mathrm{s}$，$Pr$ = 0.70，并且

$c_p = 1.00\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$。对于空气侧，计算下列比值①传热系数 h_T/h_R；②hA 相同时表面积 A_T/A_R；③流体泵功 P_T/P_R。你选择哪一个表面？为什么？注意到这里的下标 T 和 R 分别代表三角形和矩形通道。提示：知道了每个表面的 Re，计算 j(和 h)，以及通过文中提供的理论解求 f。



图问答题7.2　三角形和矩形流道

7.3　制造一个换热器使425℃的热烟气在内径25.4mm，壁厚1.6mm的铜管内流动。一51mm管子被安置在25.4mm直径管子旁边，并且150℃高压水在管束间的环形间隙内流动。若水的质量流量是4.51kg/s且总传热量为17.6kW，估算气体质量流量为0.76kg/s时的换热器长度。认为烟气性质和大气压下425℃的空气性质相同。设定换热器为逆流。

7.4　一换热器包含600根1.83m长且外径为25.4mm的管子。管子有15排且 $X_t = X_l = 50.8\text{mm}$。管子表面温度维持在93.3℃。空气在101325Pa和48.9℃的条件下以6.1m/s的速度垂直于管束流动。计算空气侧传热系数、出口空气温度、总传热量，以及空气侧压降，认为①顺排②错排的管束排列。比较结果并讨论。

7.5　空气、水和液态钠在圆形，$\alpha^* = 0.25$ 的矩形，以及等边三角形截面的管道中流动，且每种管道的 $D_h = 25.4\text{mm}$，确定传热系数。首先认为 $Re = 1000$ 然后重复计算 $Re = 10000$ 的情况。假设每种情形都是完全发展流动且为Ⓗ边界条件。哪种流体和哪种截面形状有较高的传热系数？为什么？认定每种流体 $T_m = 365\text{K}$ 且在近似压力下具有如下流体性质。

	空　气	水	液　态　钠
c_p/[kJ/(kg·K)]	1.011	4.209	1.38
μ/(Pa·s)	2.15×10^{-5}	3.06×10^{-4}	6.98×10^{-4}
k/[W/(m·K)]	0.0311	0.677	86.2
Pr	0.699	1.90	0.011

7.6　反应堆核心的冷媒通道为0.127m长，其截面为矩形19mm×25.4mm。通道壁面维持在恒温371℃。

① 如果冷媒为810600Pa，260℃的氮气，则氮气排放温度为316℃时通道中氮气速度为多少？

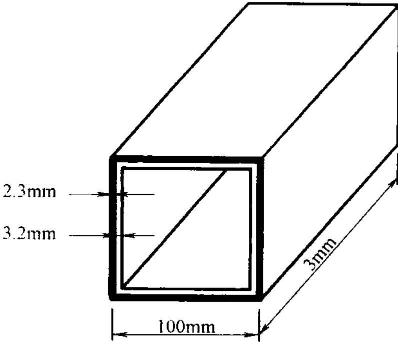
② 如果通道壁面假设具有和商业钢管($e = 0.046\text{mm}$)相同的粗糙度，则需要多大的速度可使氮气的排放温度为316℃？

7.7　一紧凑式空冷蒸汽冷凝器在空气侧有偏移条形翅片，如图8.7所示，其重要的几何属性为949.6翅/m，$b = 1.88\text{mm}$，$l_s = 2.82\text{mm}$，$D_h = 1.21\text{mm}$，$\delta = 0.10\text{mm}$，$\beta = 2830\text{m}^2/\text{m}^3$，$A_f/A = 0.857$，$L = L_f = 53.1\text{mm}$，$A = 2.83\text{m}^2$，且 $A_o = 0.0161\text{m}^2$。空气速度为8.89m/s，对数平均温度为86.1℃。空气性质为：$\rho = 0.982\text{kg/m}^3$，$c_p = 1.00\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$，$\mu = 2.112 \times 10^{-5}\text{Pa} \cdot \text{s}$，

$Pr=0.696$。计算传热系数、压降、单位温度和单位面积的传热功率。由于中心摩擦引起的流体泵功，若翅片长度由2.83mm变成5.66mm且假定其他所有参数保持不变，预测传热系数和压降。空气侧表面j和f与Re特性如下。

Re	j	f	Re	j	f
3000	—	0.0362	600	0.0138	0.0639
2000	0.00965	0.0398	500	0.0152	0.0713
1500	0.0103	0.0432	400	0.0170	0.0828
1200	0.0110	0.0467	300	0.0202	0.102
1000	0.0117	0.0500	200	—	0.137
800	0.0125	0.0551	150	—	0.171

7.8　对于一汽车空调或加热器管道，其截面为正方形，如图问答题7.8所示。一侧的外部尺寸为100mm，壁厚2.3mm，长度3m。管道空气进口温度为65℃，且周围环境为－15℃。空气流量为0.08kg/s。本题的目的是使与环境的热损失最小，并以此为目标研究管道内部3.2mm厚度的绝热层的影响。没有绝热时确定：①管道内部传热系数；②换热系统效能；③出口空气温度；④热损失。有绝热时，重复以上计算并确定相同的四个量，然后讨论结果。使用下列空气性质：$\rho=1.058\mathrm{kg/m^3}$，$c_p=1.008\mathrm{kJ/(kg\cdot K)}$，$\mu=2.04\times10^{-4}\mathrm{Pa\cdot s}$，$k=0.0288\mathrm{W/(m\cdot K)}$，$Pr=0.701$。壁面和绝热层的热导率分别为2.5W/(m·K)和0.045W/(m·K)。认为管侧外部自然对流传热系数为5W/(m²·K)。明确解释你可能用到的每个假设。



图问答题7.8　汽车空调或加热器管道

7.9　计算以外径19mm的光管组成，排列方式为正三角形管，中心距25.4mm的错排管束的性能。管子共有95根10排。水流速度为$u_\infty=0.6\mathrm{m/s}$，温度21.1℃，水流垂直于管束。计算h、hA/L，以及Δp，此处L是管长。使用下列水的性质：$\rho=998\mathrm{kg/m^3}$，$\mu=9.75\times10^{-4}\mathrm{Pa\cdot s}$，$k=0.604\mathrm{W/(m\cdot K)}$，$c_p=4182\mathrm{J/(kg\cdot K)}$，$Pr=6.75$。

7.10　一紧凑式空气-水换热器空气侧流量设计为0.83kg/s，换热器所需的NTU为2。我们将要完成空气侧雷诺数Re_a为3000，$j=0.006$的情况下的设计。下列额外数据可用：

空气侧：$D_h=3.475\mathrm{mm}$，$\sigma=0.48$，$\alpha=557.7\mathrm{m^2/m^3}$，$\eta_O=0.8$，$Pr=0.7$，$c_p=1005\mathrm{J/(kg\cdot K)}$，$\mu=2.07\times10^{-5}\mathrm{Pa\cdot s}$

水侧：$h=1.7003\mathrm{kW/(m^2\cdot K)}$，$\alpha=32.8\mathrm{m^2/m^3}$

注意到空气侧是具有较小热容量的流体侧。忽略壁面热阻以及问题①部分的污垢。

① 确定(i)空气侧正面面积；(ii)空气侧传热表面积；(iii)空气侧流动长度。

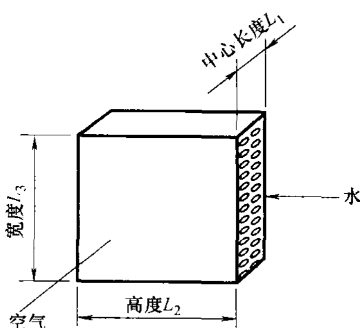
② 现在如果水侧污垢因子为$3.52\times10^{-4}\mathrm{m^2\cdot K/W}$且本题中所有其他细节均保持不变，你对问题①的回答是什么？

③ 若在空气侧有相同的污垢因子而不是水侧，你会观察到相同的变化吗？为什么？

7.11　如果紧凑式换热器的宽度、高度或深度的变化由原始确定的尺寸决定，而这些尺

寸保持相同的翅片几何形状、翅片距离以及水力直径，本题的目的是确定换热器的性能。这些变化可能影响中心 NTU，ε 或 C^*。通过合理地估算这些参数的新值，可以得到新的传热量。类似的，对于相同的速度，中心压降与流动长度成比例，并且通过 L 的改变可得到新的 Δp。

一汽车散热器，如图问答题 7.11 所示，空气侧正面面积为 0.305m × 0.305m 且空气流动长度为 254. mm。在设计点，空气流量为 1.05kg/s，水流量为 1.260kg/s，且由水到空气的总传热量为 29.31kW。水和空气的进口温度分别是 82.2℃ 和 26.7℃，比热容分别是 4187J/(kg · K) 和 1009J/(kg · K)。本题目标是在下列情况下确定两侧新的传热量和压降①当中心宽度加倍；②当中心高度加倍；③当中心深度加倍；④空气进口温度由原始值减小到 15.6℃。在所有的情形中，假设由于对空气侧的冲压效应和改变水侧的水泵，空气侧和水侧的中心质量速度不变。



图问答题 7.11 汽车散热器

7.12 认为一单程管壳式空气加热器，压缩蒸汽在管束外部，湍流的空气流在管内部。下列公式适用于管侧或空气侧的 Nu，f，G 和 Δp 表达式的设计。

$$q = (\dot{m}c_p)_a(T_{a,o} - T_{a,i}) = (\dot{m}c_p)_a \Delta T_a$$

$$q = U(\pi d_i L N_t)\Delta T_{lm} = \varepsilon(\dot{m}c_p)_a(T_s - T_{a,i})$$

$$\Delta T_{\mathrm{lm}} = \frac{(T_s - T_{a,i}) - (T_s - T_{a,o})}{\ln\left[\dfrac{(T_s - T_{a,i})}{(T_s - T_{a,o})}\right]}$$

$$\varepsilon = \frac{T_{a,o} - T_{a,i}}{T_s - T_{a,i}} = 1 - \mathrm{e}^{-NTU}$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_a} = \frac{\Delta T_a}{\Delta T_{lm}}$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 0.023\left(\frac{Gd_i}{\mu}\right)^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$U \approx h_i \quad G = \frac{4\dot{m}_a}{\pi d_i^2 N_t} \quad \Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c\rho d_i} \quad f = 0.046\left(\frac{Gd_i}{\mu}\right)^{-0.2}$$

下面是无关变量和一些相关变量的列表。假设当一个无关变量改变时，所有其他的无关变量不变。假设流体为常物性且壳侧为湍流。

无关变量	相关变量
1. 空气进口温度	A. 传热量
2. 空气出口温度	B. 总传热面积
3. 管径	C. 空气质量流量
4. 管壁厚	D. 总体传热系数
5. 空气质量流量	E. 通过管子的压降
6. 蒸汽压力	F. ΔT_a 和 ΔT_{lm} 的比值

（续）

无关变量	相关变量
7. 管束总截面面积	G. 每根管子花费一定时的安装管束费用（人工成本）
8. 蒸汽侧传热系数	H. 每米花费一定时的安装加热器费用
9. 管材料的热导率	I. 每千克花费一定时的管材料费用
10. 管材料密度	

① 对于无关变量1，3，4，5，6，7，8，9，10的常量值，若无关变量2增加，则相关变量A到I会怎样？在下面表格中写出你的答案并且分别使用相关公式为你的答案给出原因。

相关	增加	保持不变	减小
A			
B			
C			
D			
E			
F			
G			
H			
I			

改为下列条件，并且回答①部分的问题：

② 对于无关变量1，2，3，4，5，7，8，9和10的常量值，如果无关变量6增加。

③ 对于无关变量1，2，3，4，5，6，8，9和10的常量值，如果无关变量7增加。

④ 对于无关变量1，2，3，4，5，6，7，9和10的常量值，如果无关变量8增加。

⑤ 对于无关变量1，2，3，4，5，6，7，8和9的常量值，如果无关变量10增加。

对于大多数材料，管材料的热导率和密度是相关的。然而，对于本题。我们假设它们是无关变量。

7.13 为了防冻，在散热器中使用了50%—50%的水—乙二醇混合物，而不是纯水。假设两种流体（水和水—乙二醇混合物）在散热器中的速度相同。在给定的车速下确定下列问题。

① 与纯水相比，水—乙二醇混合物的传热系数增加还是减小？认为水管内为完全发展湍流，使用Dittus—Boelter关联式计算努谢尔特数：$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$。水和水—二乙醇混合物的物理性质如下。

性质	水	水—乙二醇混合物
密度 ρ/(kg/m^3)	963.5	1017.6
比热容 c_p/[J/(kg·K)]	4212	3592
动力粘度 μ/(Pa·S)	3.05×10^{-4}	7.50×10^{-4}
热导率 k/[W/(m·K)]	0.675	0.410
普朗特数	1.90	6.57

② 与纯水相比，水—乙二醇混合物的 UA 增加还是减小？假设$(hA)_{water}/(\eta_0 hA)_{air}=10$，且壁面和污垢热阻忽略。提示：使用式(3.24)获得两个 UA 的比值。

③ 由于使用水—乙二醇混合物导致散热器的热损失量增加还是减小？将水理想化使其 $NTU=0.5$，$C^*\approx0$，$C_{min}=C_{air}$，且进口温差 ΔT_m 相同。

7.14　设计一个小直径管子的管式层流换热器来代替管径20mm的管式湍流换热器。管子顺排，且对于层流和湍流换热器分别有 $X^*(=X_l^*=X_t^*)=p_t/d_i=1.25$ 和 2.0。此处 p_t = 管间距且 d_i = 管内径。若总换热负荷、流体流量，以及两种换热器的平均温差保持一致，并且我们假设换热器两侧流体有相等的热阻，则用下列公式来计算换热容积、泵功、正面面积，以及层流和湍流换热器的中心长度。

$$\frac{V_L}{V_T}=\frac{Nu_T}{Nu_L}\left(\frac{X_L^*}{X_T^*}\right)^2\left(\frac{d_{i,L}}{d_{i,T}}\right)^2$$

$$\frac{\mathscr{P}_L}{\mathscr{P}_T}=\frac{Nu_T}{Nu_L}\left(\frac{d_{i,T}}{d_{i,L}}\right)^2\frac{(fRe)_L}{(fRe)_T}\left(\frac{Re_L}{Re_T}\right)^2 \qquad \frac{A_{fr,L}}{A_{fr,T}}=\left(\frac{X_L^*}{X_T^*}\right)^2\frac{Re_T}{Re_L}\frac{d_{i,L}}{d_{i,T}}$$

通过已知比例 V_L/V_T 和 $A_{fr,L}/A_{fr,T}$ 计算 L_L/L_T。水流通过管侧温度为310K，热导率为 $k=0.628\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 且 $Pr=4.62$。假设 $Re_T=5\times10^4$ 且 $Re_L=100$。此处下标 T 和 L 分别代表湍流和层流。

① 确定为达到与20mm管子相同的传热系数层流换热器所需要的管径。给出下列关联式：

$$Nu_L=3.657,\ (fRe)_L=16\ \text{层流时}$$

$$Nu_T=0.024Re^{0.8}Pr^{0.4},\ f_T=0.046Re^{-0.2}\text{湍流时}$$

② 确定层流时换热器体积、泵功、正面面积和中心长度与湍流时的比例。

③ 讨论②部分的结果，包括层流换热器的特点、优势以及缺点。

7.15　一水管放入冰—水溶液里以使管壁温为0℃。管内的水的质量流量是1kg/s。水进口温度为50℃，且水的比热容为4187J/(kg·K)。

① 若换热器有效度为80%，确定水的出口温度。

② 水和冰—水混合物溶液间总的传热量是多少？

③ 若管径加倍($D_2=2D_1$)，若换热器有效度不变则相应的新管子长度比例 L_2/L_1 是多少？假设为完全发展层流。

7.16　在紧凑式换热器的性能测试中，若不限制房间空气，则空气进口温度没有控制。同理，既然风机输送的体积流量是它的速度的函数，则质量流量取决于空气密度(进口温度)。因此，通常不能在测试中获得所需要的准确的空气进口温度和空气流量。本题的目标是修正从测量值到标准值的换热器的性能。

使用热水和周围空气分别作为管侧和翅片侧流体，通过稳态技术测试了一个交叉流换热器。测得以下数据：

空气进口温度=32.2℃　　空气出口温度=60℃

水进口温度=82.2℃　　水出口温度=76.7℃

空气质量流量=1.57kg/s　　水质量流量=1.89kg/s

空气和水的 c_p 分别为1005J/(kg·K)和4187J/(kg·K)。计算换热器的传热量。为简化

计算，认为下列问题所有部分都有 $C^*=0$。另外注意到质量流量是给定的，所以它和进口温度无关。

① 现认为需要的空气进口温度为26.7℃，且空气和水的质量流量，以及水的进口温度不变。假设为常物性。确定换热器的传热量。另外计算传热量的百分比变化和进口温差的百分比变化。

② 与上不同，现认为所需的空气质量流量为1.76kg/s，确定换热器的传热量。假设空气和水进口温度、水质量流量和空气侧传热系数不变。对于这种情况，同时计算传热量、空气质量流量和换热器有效度的变化百分比。

③ 如果空气的质量流量和空气进口温度分别是1.76kg/s和26.7℃，确定换热器的传热量。注意到水质量流量和水进口温度保持不变。①和②部分中的所有假设有效。

④ 讨论分析①、②和③部分的结果。提示：首先讨论每个变化的函数关系。

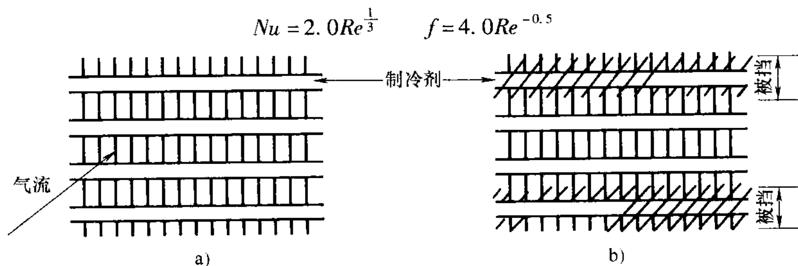
7.17 要求设计一个168kW柴油机的冷油器来冷却润滑油。油进口油温是82℃，流量为 $7.57\times10^{-4}\mathrm{m^3/s}$（$\approx0.643$kg/s），要求的散热量为19.78kW。油侧的允许压降为 3.8×10^{-4}Pa。以温度为27℃，流量为 $1.262\times10^{-3}\mathrm{m^3/s}$（$\approx1.285$kg/s）的水当为冷媒。你已经设计了一个单流程逆流的管壳式换热器，它含有100根内径为3.18mm长为0.3m的管子。计算油侧压降 Δp 并校核是否符合标准。假设燃油通过管路时有 $f\cdot Re=18$。在设计中有一个严重错误，冷油器不能在设计压降 Δp 内传送要求的流量。这个错误是什么？通过你对 Δp 的再分析，因为水侧的传热系数 h 非常高，所以认为平均壁面温度为35℃。使用下列流体参数：在换热器平均温度下，水 $c_p=4.187\mathrm{kJ/(kg\cdot K)}$；燃油 $\rho=855.7\mathrm{kg/m^3}$，$c_p=2081\mathrm{J/(kg\cdot K)}$。发动机润滑油的动力粘度随温度的变化为

$$\mu=36.87\times10^5(1.8T+32)^{-3.59}$$

其中 T 单位为℃，μ 为Pa·S。计算 Δp 时忽略进出口损失和流动动力效应。

7.18 这个问题的目的是研究流动分配对空冷空调冷凝器的影响，这种冷凝器由圆管与平板翅片构成（图问答题7.18）。因为这种特殊的封装方式，冷凝器的表面有50%被挡住，如图问答题7.18b所示。假设穿过图问答题7.18b所示的被部分阻挡的冷凝器的总的空气流量与穿过图问答题7.18a所示的未被阻挡的冷凝器的空气流量相同。努赛尔数和空气侧表面的摩擦因子关联式如下。

$$Nu=2.0Re^{\frac{1}{3}}\qquad f=4.0Re^{-0.5}$$



图问答题7.18 空冷空调冷凝器

a）未被阻挡的冷凝器 b）被阻挡的冷凝器

确定以下问题，提出你为每一步求解所可能做出的所有假设。

① 由于表面的阻挡导致的空气侧传热系数增大或减小的百分比。

② 空气侧压降增大或减小的百分比。

③ 空气侧 $\eta_O hA$ 增大或减小的百分比。假设 η_O 足够高，在 h 变化时它的变化忽略不计。

④ 从空气侧热阻的角度来讲，没有阻挡的冷凝器的总热阻。假设可以忽略污垢和壁面热阻。在这种情况下，空气侧 $\eta_O hA$ 与制冷剂侧 hA 的比值为 1/3。注意在制冷剂侧没有翅片。提示：利用式（3.24）。

⑤ 从空气侧热阻的角度来讲，部分阻挡的冷凝器的总热阻。同样假设可以忽略污垢和壁面热阻。注意对于未阻挡和部分阻挡的冷凝器制冷剂侧传热系数是一样的（因为制冷剂通路没有被阻挡），只是它的传热表面面积受影响。

⑥ 部分阻挡冷凝器的 NTU。假设未阻挡冷凝器的 NTU 值是 0.5，并且 UA 的值可从④和⑤问题中得知。

⑦ 最后，确定冷凝器中传热量的降低值。假设 $C^* = 0$ 且进口温差 ΔTmax 相同。

第 8 章　换热面的几何特征

本章介绍换热面的几何特征，它们在 j(或者 Nu)和 f 因子的经验公式的确定，以及各种换热器的设计中均有应用。如果所需要确定的换热面与用原始关联式所确定的不同，不论原始的 j 和 f 数据有多精确，计算出来的传热以及压降也会和实际值(或者测量值)有很大的不同。重要的换热器几何特征有：传热面积(主要以及辅助传热面面积)、最小自由流动面积、正面面积、水力直径、换热器每流体侧的流动长度[流动长度在进行传热和压降计算时可不同,见式(8.7)和式(8.8)]。在确定出口和入口压降时需要自由流动面积与正面面积之比。换热面的紧凑度在换热器计算中是一个很重要的参数。对于翅片表面，需要一个合适的翅片长度确定翅片的效率。前述换热面几何特征是由换热器及换热面的基本几何测量推导而得。在本章中，我们取一组对任何几何结构均已知的基本几何尺寸，从而确定下列换热器的几何特征：管式、管-翅、板-翅，以及简单的柱状通道回热器。这些内容将在 8.1 节 ~8.4 节介绍。利用已知的弓形折流板换热器几何参数，在 8.5 节介绍了与管壳式换热器的流动旁路及泄露有关的所有的重要几何特征。

8.1　管式换热器

分别对顺排和错排管子布置的几何特征进行了推导。管束外的流动被理想化为垂直于管束的情况。本节只考虑光管(无翅片)。

8.1.1　顺排布置

图 8.1 展示了一台理想化的单通道交叉流管式换热器芯体的几何特征，其换热管是顺排布置。管束的箱体(管板)尺寸为 $L_2 \times L_3$，L_2 和 L_3 两端的外伸长度分别为 $X_l/2$ 和 $X_t/2$。这样，垂直管束流动的芯体长度为 L_2，无流动尺寸为 L_3。这样推导出来的几何特征是针对一个无限的管排[⊖]。

8.1.1.1　管内

换热管内径为 d_i；管箱间距为 L_1；总长度(包括管板)为 $L_1 + 2\delta_h$；管子总数

⊖ 无限管排意味着从热力水力性能的观点来看，此管排没有端点效应。

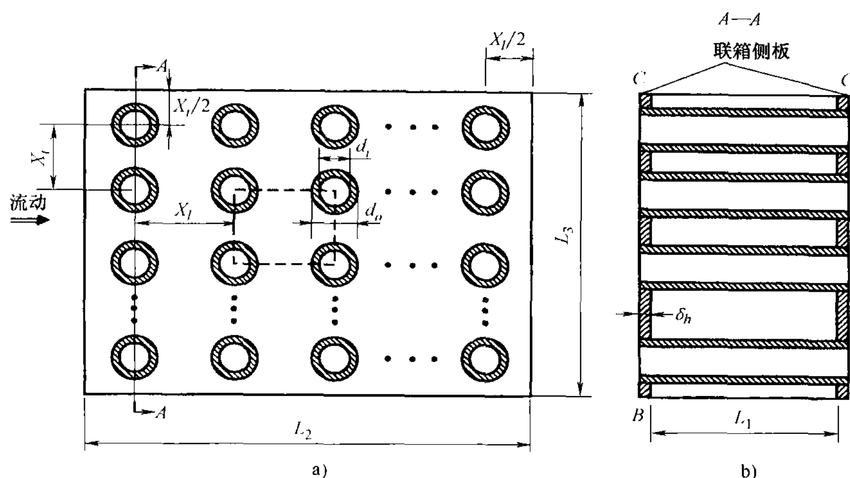


图 8.1 管式顺排单通道换热器

a) 正面图 b) 断面图

为 N_t。

$$N_t = \frac{L_2 L_3}{X_t X_l} \tag{8.1}$$

可以直接得出这种几何结构的几何特征。

$$\text{总传热面积} \quad A = \pi d_i L_1 N_t \tag{8.2}$$

$$\text{总的最小自由流动面积} \quad A_o = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \tag{8.3}$$

$$\text{芯体的正面面积} \quad A_{fr} = L_2 L_3 \tag{8.4}$$

$$\text{自由流动面积与正面面积比} \quad \sigma = \frac{\frac{\pi}{4} d_i^2 N_t}{L_2 L_3} = \frac{\frac{\pi}{4} d_i^2}{X_t X_l} \tag{8.5}$$

$$\text{水力直径} \quad D_h = d_i \tag{8.6}$$

$$\text{管子换热长度} \quad L_1 \tag{8.7}$$

$$\text{管子压降长度} \quad L_1 + 2\delta_h \tag{8.8}$$

$$\text{换热面紧凑度} \quad \alpha_i = \frac{A}{V_{total}} = \frac{\pi d_i L_1 N_t}{L_1 L_2 L_3} \tag{8.9}$$

通常忽略管侧和管板相关的传热面积，即图 8.1b 中通过线 BC 表示的面(最左边的面)。注意传热和压降计算所考虑的管子长度是不同的。如果管子外伸出管板或者管箱，那么外伸长度也要加到式(8.8)中用于压降的计算，但是外伸长度对流体间的传热没有贡献。

8.1.1.2 管外

现在总结如图8.1所示的顺排管束的几何特征。总的换热面积由和管外表面积相关的面积，以及和两管板相关的面积组成。

$$A=\pi d_o L_1 N_t+2\left(L_2 L_3-\frac{\pi d_o^2}{4}N_t\right) \tag{8.10}$$

一列管子的数目 N_t'(X_t 方向)为

$$N_t'=\frac{L_3}{X_t} \tag{8.11}$$

最小的自由流动面积和正面面积分别为

$$A_o=(X_t-d_o)N_t'L_1 \tag{8.12}$$

$$A_{fr}=L_1 L_3 \tag{8.13}$$

因而

$$\sigma=\frac{A_o}{A_{fr}}=\frac{(X_t-d_o)N_t'}{L_3}=\frac{X_t-d_o}{X_t} \tag{8.14}$$

$$D_h=\frac{4A_o L_2}{A} \tag{8.15}$$

其中，A_o 和 A 分别由式(8.12)和式(8.10)确定。

用于 Δp 计算的流动长度为 $$L_2 \tag{8.16}$$

换热器总体积为 $$V=L_1 L_2 L_3 \tag{8.17}$$

换热面紧凑度为 $$\alpha_o=\frac{A}{V}=\frac{\pi d_o}{p_t^2} \tag{8.18}$$

其中，A 和 V 分别由式(8.10)和式(8.17)确定。式(8.18)中的第二个等式是相对于顺排布置的一个单元的(图8.1中虚线所示)。

必须强调的是，式(8.15)中水力直径的定义由 Kays 和 London 应用于管束。但是 Zukauskas 和其他的研究者采用管子外径作为传热和压降关联式的特征尺寸。在这些关联式中，不再需要长度 L_2，如果欧拉数 Eu 或哈根数 Hg 已知，可以用式(6.37)或式(6.38)计算管束压降 Δp。所以必须要知道不同的学者使用了不同的特征长度和其他相关的几何特征的定义，人们在使用一个具体的关联式之前必须首先弄清楚几何特征的特殊定义。

8.1.2 错排布置

对图8.2中的错排布置推导其几何特征。在这种情况下，任何一根换热管处在下一排相邻两管的中间(X_l 方向)。沿 X_l 方向重复两横向管排模式。然而，如果在 X_l 方向上按重复三横向排管的模式排列管束，相邻管排间的管子有 $X_t/3$ 的错位(每隔四排的管子布置是等同的)，这种布置方法称为三排梯状排列。n 大于

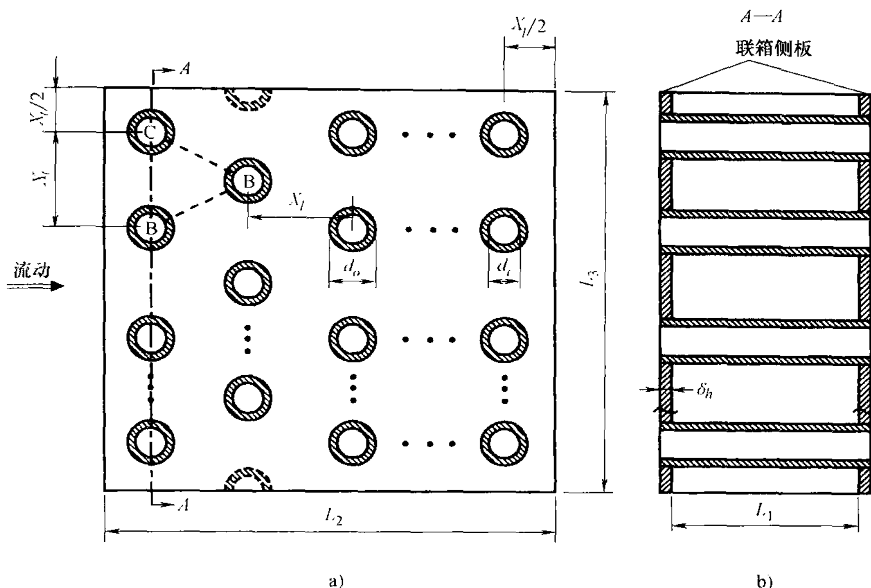


图 8.2 管式错排布置的单通道换热器

a) 正面图 b) 断面图

等于3的 n 排梯状排列也是可能的。错排管子布置的几何计算和顺排布置类似，L_2 和 L_3 两侧的外伸长度分别是 $X_l/2$ 和 $X_t/2$，用交替的管排两端各有半根管子模拟无限管束。式(8.1)给出了这种管束的管子总数。如果除去交替相间的管排的两个半管，则第一排和第二排的管子数分别为 L_3/X_t 和 L_3/X_t-1。总的管排数是 L_3/X_l，总的管数为

$$N_t=\frac{L_3}{X_t}\frac{\frac{L_2}{X_l}+1}{2}+\left(\frac{L_3}{X_t}-1\right)\frac{\frac{L_2}{X_l}-1}{2} \tag{8.19}$$

8.1.2.1 管子内部

换热管内径为 d_i；管板间距为 L_1；包括管板的总长度为 $L_1+2\delta_h$；如式(8.1)所示，管子总数为 N_t。几何特征与式(8.2)～式(8.9)给出的顺排的特征相同。

8.1.2.2 管子外部

总的传热面积由和管外表面积相关的面积，以及和两管板相关的面积组成。

$$A=\pi d_o L_1 N_t+2\left(L_2L_3-\frac{\pi d_o^2}{4}N_t\right) \tag{8.20}$$

最小的自由流动面积或者位于通过线 AA 的面或者位于通过如图8.2a所示单

元的 BB 与 BC 对角线的面。图 8.3 表示了一个分析单元。由图 8.3 有

$$2a = X_t - d_o \tag{8.21}$$

$$b = \left[\left(\frac{X_t}{2}\right)^2 + X_l^2\right]^{\frac{1}{2}} - d_o = p_t - d_o \tag{8.22}$$

其中，括号里面的项对应于如表 8.1 中 30°、60°和 45°管束布置的 p_t。现在定义 $2a$ 和 $2b$ 中的小者为 c

$$c = \begin{cases} 2a, & 2a < 2b \\ 2b, & 2b < 2a \end{cases} \tag{8.23}$$

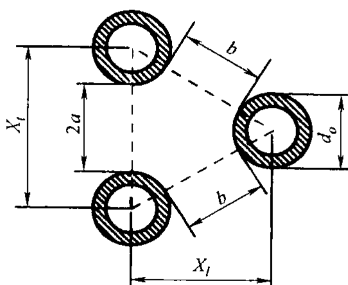


图 8.3　错排布置单元

则管外最小的流动面积可以由下式表示。

表 8.1　管壳式换热器管束的术语和几何特征

	30° 三角形错排	60° 旋转三角形错排
横向管节距 X_t	p_t	$\sqrt{3}p_t$
纵向管节距 X_l	$\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right)p_t$	$\frac{p_t}{2}$
最小自由流动面积和正面面积之比，$\frac{A_o}{A_{fr}} = \sigma$	$\frac{p_t - d_o}{p_t}$	$\frac{\sqrt{3}p_t - d_o}{\sqrt{3}p_t}$，$\frac{p_t}{d_o} \geqslant 3.732$ $\frac{2(p_t - d_o)}{\sqrt{3}p_t}$，$\frac{p_t}{d_o} \leqslant 3.732$

	90° 正方形顺排	45° 旋转正方形错排
横向管节距 X_t	p_t	$\sqrt{2}p_t$
纵向管节距 X_l	p_t	$\frac{p_t}{\sqrt{2}}$
最小自由流动面积和正面面积之比，$\frac{A_o}{A_{fr}} = \sigma$	$\frac{p_t - d_o}{p_t}$	$\frac{\sqrt{2}p_t - d_o}{\sqrt{2}p_t}$，$\frac{p_t}{d_o} \geqslant 1.707$ $\frac{2(p_t - d_o)}{\sqrt{2}p_t}$，$\frac{p_t}{d_o} \leqslant 1.707$

$$A_o = \left[\left(\frac{L_3}{X_t} - 1\right)c + (X_t - d_o)\right]L_1 \tag{8.24}$$

其中，最后一项$(X_t - d_o)L_1$表示最后的管子(第一排管子的每一端)与换热器管壁之间的流动面积。

其他一些有用的几何特征为

$$A_{fr} = L_1 L_3 \tag{8.25}$$

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \tag{8.26}$$

$$D_h = \frac{4A_o L_2}{A} \tag{8.27}$$

用于 Δp 计算的流动长度[⊖] L_2 (8.28)

换热器总体积 $V = L_1 L_2 L_3$ (8.29)

换热面紧凑度 $\alpha_o = \frac{A}{V}$ (8.30)

其中，A_o 和 A 分别由式(8.24)和式(8.20)给出。

如果我们忽略所有的端部效应以及管板表面积，图8.3所示单元(虚线所示)的 α_o 可以由下面的方程确定。

$$A = \frac{1}{2}\pi d_o L_1 \qquad V = X_l X_t L_1 = (p_t \sin 60°)p_t L_1 = \frac{\sqrt{3}}{2}p_t^2 L_1 \tag{8.31}$$

且

$$\alpha_o = \frac{A}{V} = \frac{\pi d_o}{\sqrt{3}p_t^2} \tag{8.32}$$

对于管壳式换热器，三种特殊的错排布置的管束经常用到，把它们称为倾角为30°、45°和60°的管子布置，而顺排布置的管束则被称为倾角为90°的管子布置。对这些管子的布置方案，表8.1概括了管子间距 p_t 与横向间距和纵向间距(X_t 和 X_l)之间的关系，同时还总结了这些管束布置的最小流动面积与正面面积之比 σ。注意计算 A_o 的式(8.24)适用于任何的错排布置；而表8.1中的以 σ 表示的它的值只用于这些特定的管束布置。

8.2 管翅式换热器

本节推导两种特定的管翅式换热器的几何特征。它们是：圆管圆形翅片以及圆管平直翅片。

⊖ 如果管侧无量纲压降关联式是基于每管排的平均欧拉数，那么对 Δp 的计算无需使用(或定义)L_2。

8.2.1 圆管圆形翅片

图 8.4 表示了一台理想单程交叉流换热器顺排布置的芯体几何特征。翅片管也可以类似于如图 8.2 所示的那样的错排布置。式(8.1)给出顺排或者错排布置的换热器的管子总数。

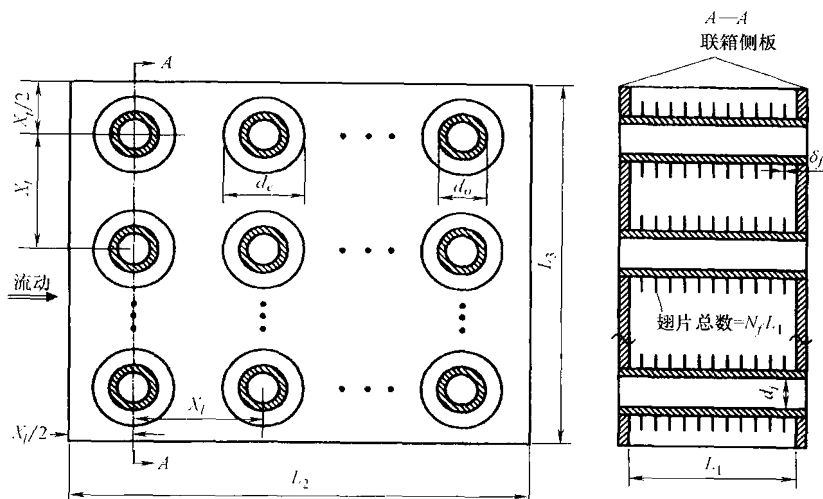


图 8.4 圆形翅片管式换热器(摘自 Shah,1985)

8.2.1.1 管内

应用于顺排和错排布置的管侧芯体几何特征与用式(8.2)~式(8.9)表示的特征等同。

8.2.1.2 管外几何特征

由于圆形翅片的存在，管外几何特征的确定具有一定的复杂性。理想地认为翅片基部的有效直径是 d_o，翅片尖端的直径为 d_e。取决于制造技术，d_o 可为管子的外径，或者是管子外径加上两个套环厚度。套环用翅片槽材料制造，用来等距离地间隔翅片。

总传热面积 A 包括与管子外面和管板相关的面积(主要传热面面积)A_p 和翅片面积(辅助传热面面积)A_f。主要传热面面积和式(8.10)给出的相同或者式(8.20)减去翅片所占据的面积，即有

$$A_p = \pi d_o(L_1 - \delta N_f L_1)N_t + 2\left(L_2L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4}N_t\right) \tag{8.33}$$

其中，δ 是翅片厚度和 N_f 是单位长度的翅片数。翅片面积可以由下式计算。

$$A_f = \left[\frac{2\pi(d_o^2 - d_e^2)}{4} + \pi d_e\delta\right]N_fL_1N_t \tag{8.34}$$

右边第一项中的系数 2 表示翅片的两侧。这样总的传热面积为

$$A = A_p + A_f \tag{8.35}$$

顺排布置的最小流动面积是管束的面积[式(8.12)]减去翅片所占面积。

$$A_o = [(X_t - d_o)L_1 - (d_e - d_o)\delta N_f L_1]\frac{L_3}{X_t} \tag{8.36}$$

对于错排布置，最小流动面积发生在通过前排的面上或者如图 8.3 所示的对角面上。图 8.5 表示了一个单元。由式(8.21)和式(8.22)所计算的 $2a$ 和 b 必须针对圆形翅片所占面积进行修正。我们把修正后的尺寸记为 $2a'$ 和 b'；注意它们不能由图 8.5 表示，它们可由下式计算。

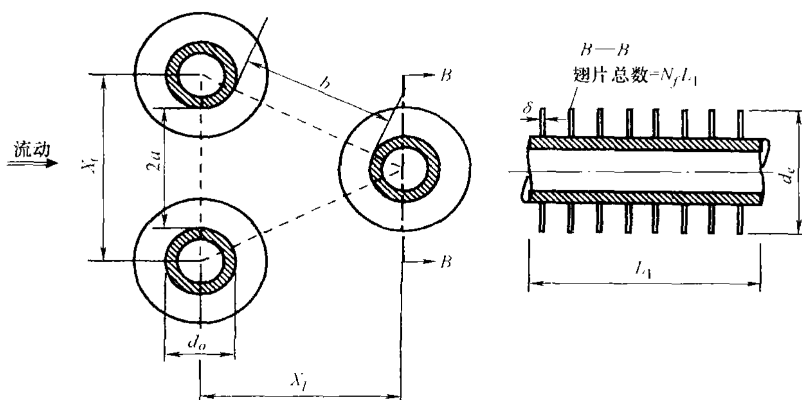


图 8.5　错排翅片管布置单元

$$2a' = (X_t - d_o) - (d_e - d_o)\delta N_f \tag{8.37}$$

$$b' = \left[\left(\frac{X_t}{2}\right)^2 + X_l^2\right]^{\frac{1}{2}} d_o - (d_e - d_o)\delta N_f = (p_t - d_o) - (d_e - d_o)\delta N_f \tag{8.38}$$

其中，括号里的部分表示表 8.1 中的倾角为 30°、60°和 45°的管子布置的 p_t。现在定义 c' 如下。

$$c' = \begin{cases} 2a', & 2a' < 2b' \\ 2b', & 2b' < 2a' \end{cases} \tag{8.39}$$

从而得到最小的自由流动面积为

$$A_o = \left[\left(\frac{L_3}{X_t} - 1\right)c' + (X_t - d_o) - (d_e - d_o)\delta N_f\right]L_1 \tag{8.40}$$

由上面计算出的 A_o 和 A 的值，利用式(8.25)～式(8.30)便可以得出其他有用的几何特征。

可以用表 4.5 中的公式或者分别用 $d_o/2$ 和 $d_e/2$ 代替式(4.151)中的 r_o 和 r_e，从而计算出圆形翅片的翅片效率。

8.2.2 圆管平直翅片

从概念上讲，这种换热器结构简单并且满足批量生产技术的要求。在适当尺寸 $L_2 \times L_3 \times \delta$ 的平直金属板（翅片）上开一些合适的孔。管子塞入按恰当方式串起的翅片中。管子可以通过机械胀接或者焊接来连接。图 8.6 表示了一台理想单程错排交叉流换热器的芯体几何特征。换热管也可顺排布置。式(8.1)给出顺排或者错排布置的换热器的管子总数。

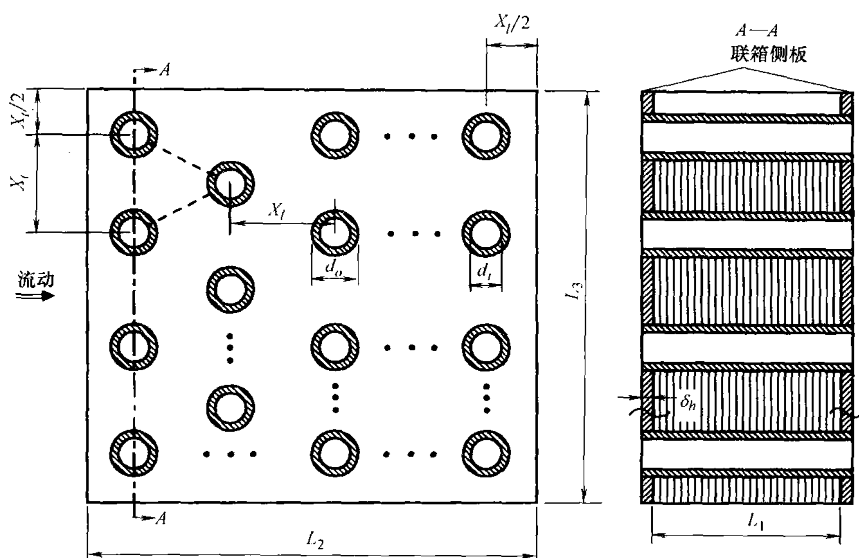


图 8.6 具有平直翅片的圆管换热器

8.2.2.1 管内

管子内部的几何特征与前面的几何特征一样，例如由式(8.2)~式(8.9)给出的几何特征。

8.2.2.2 管外

除了针对平直翅片的几何特点进行的一些改进外，垂直于管子和翅片的流动的几何特征和圆管圆形翅片的情况相似。总传热面积 A 包括与管子外露的部分相关的和与管板面积（主要传热面面积）相关的面积 A_p 以及与翅片面积（辅助传热面面积）相关的面积 A_f。主要传热面面积和式(8.10)给出的相同或者用式(8.20)减去翅片所占据的面积。

$$A_p = \pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t + 2\left(L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t\right) \tag{8.41}$$

辅助面积（翅片面积）为

$$A_f = 2\left[L_2L_3 - \left(\frac{\pi d_o^2}{4}\right)N_t\right]N_fL_1 + 2L_3\delta N_fL_1 \tag{8.42}$$

总的传热面积为

$$A = A_p + A_f \tag{8.43}$$

顺排布置的最小流动面积是管束的面积[式(8.12)]减去翅片所占面积，即有

$$A_o = [(X_t - d_o)L_1 - (X_t - d_o)\delta N_fL_1]\frac{L_3}{X_t} \tag{8.44}$$

对于管子的错排布置，最小流动面积出现在通过前排的面上或者如图 8.3 或图 8.5 所示的对角面上。由式(8.21)和式(8.22)所计算的 $2a$ 和 b 必须针对翅片所占面积进行修正。我们把修正后的参数记为 $2a''$和 b''，可由下式计算。

$$2a'' = (X_t - d_o) - (X_t - d_o)\delta N_f \tag{8.45}$$

$$b'' = \left[\left(\frac{X_t}{2}\right)^2 + X_l^2\right]^{\frac{1}{2}} - d_o - (X_t - d_o)\delta N_f = (p_t - d_o) - (X_t - d_o)\delta N_f \tag{8.46}$$

其中，括号里的部分表示表 8.1 中的倾角为 30°、60°和 45°的管子布置的 p_t。现在定义 c''为

$$c'' = \begin{cases} 2a'', & 2a'' < 2b'' \quad (8.47) \\ 2b'', & 2b'' < 2a'' \quad (8.48) \end{cases}$$

最小自由流动面积由下式给出。

$$A_o = \left[\left(\frac{L_3}{X_t} - 1\right)c'' + (X_t - d_o) - (X_t - d_o)\delta N_f\right]L_1 \tag{8.49}$$

由上面方程计算出的 A_o 和 A 的相应值，利用式(8.25)～式(8.30)便可以得出其他的几何特征。

为了确定入口(瞬间压缩)和出口(瞬间扩张)的压降，需要在翅片边的前沿和后沿处确定面积的压缩和扩张比。由下式计算。

$$\sigma' = \frac{L_3L_1 - L_3\delta N_fL_1}{L_3L_1} \tag{8.50}$$

平直翅片的翅片效率可以由式(4.155)确定。

8.2.3 管翅式换热器的一般几何关系

在 8.2.1 节和 8.2.2 节中我们介绍了怎样计算管翅表面在两流体侧的 A(A_p 和 A_f)、A_o、A_{fr}和 D_h。现在，我们通过定义翅片管和具有平直翅片的圆管或者平直管的水力直径，展示如何计算 α、σ，以及它们之间的关系。在这些情况中，换热面的紧凑度 α 是换热器单侧的总传热面积 A 与换热器总体积 V 之间的比值，其表示如下。

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{V} \qquad \alpha_2 = \frac{A_2}{V} \tag{8.51}$$

类似地，每流体侧的最小自由流动面积与正面面积 σ 的比值由下式表示。

$$\sigma_1 = \frac{A_{o,1}}{A_{fr,1}} \qquad \sigma_2 = \frac{A_{o,2}}{A_{fr,2}} \tag{8.52}$$

α、σ 和水力直径的定义有关即有

$$D_{h,1} = \frac{4\sigma_1}{\alpha_1} \qquad D_{h,2} = \frac{4\sigma_2}{\alpha_2} \tag{8.53}$$

注意换热面紧凑度 β 对于管翅式换热器没有意义，这是因为每一侧流体所占的体积相互之间不是独立的，所以我们只把 α 用于管翅式换热器。

8.3 板翅式换热器

许多翅片的几何形状可用于管翅式换热器。图 1.29 表示了几种翅片几何形状。推导出所有“皱状”翅片的几何特征超出了本节的范围。作为示范，在 8.3.1 节和 8.3.2 节中分别推导出错位条式翅片换热器和百叶窗翅片换热器的几何特征。在 8.3.3 节中，讨论了板翅式表面的 α 和 β 之间的关系。

8.3.1 错位条式翅片换热器

图 8.7a 给出在流体 1 侧采用错位条式翅片的单程交叉流板翅式换热器的芯体示意图。图 8.7b 表示错位条式翅片。理想化的翅片几何形状如图 8.7c 所示。

总的传热面积包括流体 1 流过的所有表面积(主要传热面面积与辅助传热面面积)。计算主要传热面面积需要下面 4 个部分：①板面积(图 8.7a)；②覆盖板子的翅片基部面积(图 8.7c)；③靠近 L_2 方向翅片端部流体 1 侧的封条面积(图 8.7a)；④在流体 1 芯部入口和出口面处流体 2 的通道占据的封条和换热板的外露的面积(8.7b)。辅助传热面面积(翅片面积)包括翅高面积(图 8.7b)、翅片边高面积、翅片边宽面积(图 8.7c)。这样，换热面的主要传热面面积为 1、3 和 4 部分之和减去部分 2 后的结果。

现在推导主换热面的这 4 个部分。

$$\text{总的换热板面积} = 2L_1L_2N_p \tag{8.54}$$

其中，N_p 为流体 1 通道的总数(沿 L_3 方向)。

$$\text{覆盖换热板的翅片基部面积} = 2\delta L_f n_f = 2\delta L_f N_f L_2 N_p \tag{8.55}$$

其中，L_f 为翅片流动长度，$n_f = N_f L_2 N_p$ 是在假设没有翅片错位情况下的芯体总翅片数，N_f 为单位长度的翅片数(沿 L_2 方向)。有时在实际的换热器芯体中，翅片流动长度 L_f 稍微比芯体长度 L_1 短，所以在这里要有所区别。

$$\text{流体 1 侧的封条面积} = 2b_1L_1N_p \tag{8.56}$$

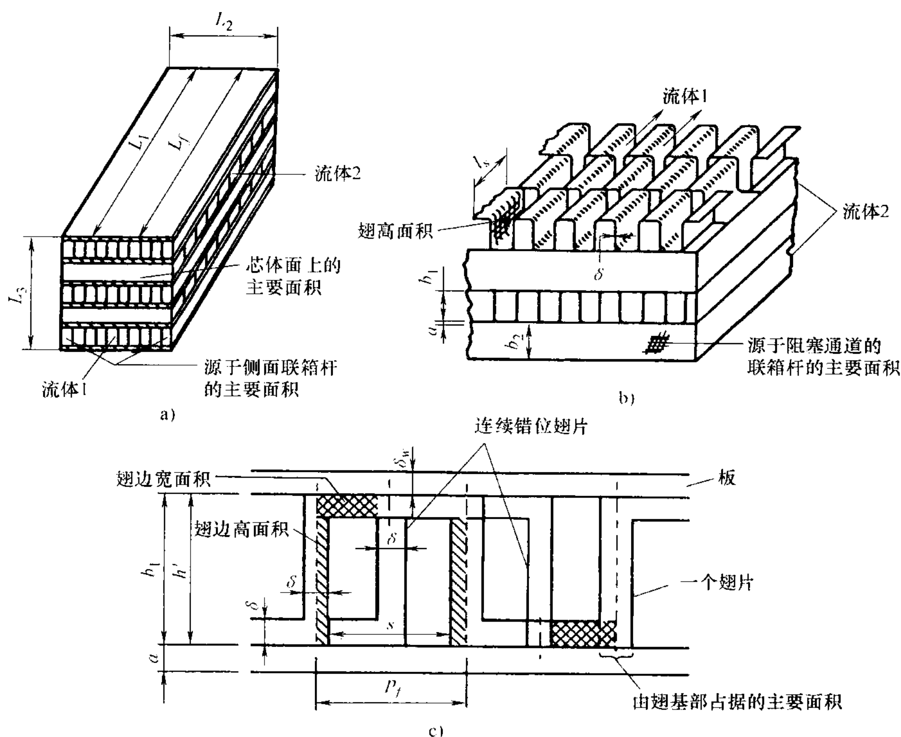


图 8.7　单程交叉流板翅式换热器示意图(摘自 Shah,1985)

a) 板翅式换热器　b) 错位条式翅片结构

c) 理想化的错位翅片条式几何构形的小断面，单元由 p_f 和 b_1 界定

在流体 1 芯体进口和出口面上的流体 2 的封条和换热板面积 $=2(b_2+2\delta_w)(N_p+1)L_2$　(8.57)

在这里，我们认为流体 2 侧的通道总数比流体 1 侧多 1 个。由式(8.54)~式(8.57)得到的流体 1 侧的总的主要换热面积为

$$A_{p,1}=2L_1L_2N_p-2\delta L_f n_f+2b_1L_1N_p+2(b_2+2\delta_w)(N_p+1)L_2 \tag{8.58}$$

辅助传热面面积(翅片面积)的三部分(图 8.7c)为

$$\text{翅高面积}=2(b_1-\delta)L_f n_f \tag{8.59}$$

错位条状翅片每一条都有前沿和后沿，都对换热面有贡献。与翅片边沿相关的面积可以分为两部分，分别是沿边高和边宽方向上的面积。在流动方向，由于相邻两个错位翅片在沿边宽方向上的重叠，在每一个翅片的前沿和后沿只有一半的沿边宽面积可用，但不包括芯体前侧边和后侧边(图 8.7c)。

$$\text{翅片沿边高方向面积}=2(b_1-\delta)\delta n_{off}n_f \tag{8.60}$$

式中，n_{off}为流动方向(L_1)上的总错位条数。

$$翅片沿边宽方向面积 = (p_f - \delta)\delta(n_{off} - 1)n_f + 2p_f\delta n_f \quad (8.61)$$

式中，式(8.61)的最后一项代表芯体前后面的沿翅片边宽方向上面积。这样，由式(8.59)～式(8.61)得到的沿流体1侧的总的辅助传热面面积为

$$A_{f,1} = 2(b_1 - \delta)L_f n_f + 2(b_1 - \delta)\delta n_{off} n_f + (p_f - \delta)\delta(n_{off} - 1)n_f + 2p_f\delta n_f \quad (8.62)$$

流体1侧总的传热面积为

$$A_1 = A_{p,1} + A_{f,1} \quad (8.63)$$

式中，$A_{p,1}$和$A_{f,1}$分别由式(8.58)和式(8.63)给出。

流体1侧的自由流动面积可以用该侧正面面积减去该侧芯体入口处翅片所占的面积得到。

$$A_{o,1} = b_1 L_2 N_p - [(b_1 - \delta) + p_f]\delta n_f \quad (8.64)$$

其他一些感兴趣的几何特征为

$$A_{fr} = L_2 L_3 \quad (8.65)$$

$$D_h = \frac{4A_o L}{A} \quad (8.66)$$

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (8.67)$$

用于计算 Δp 的流动长度 $= L_1$ (8.68)

两板间换热器体积 $V_p = (b_1 L_2 n_p)L_1$ (8.69)

换热面紧凑度 $\beta = \frac{A}{V_p}$ (8.70)

需要提及的是如果我们在关于几何特征计算中省略掉一些次要的影响，如下面讨论所提及的，我们可得到基于图8.7c中一个单元的A、A_o和D_h的表达式。在计算这个单元的传热面积时，需要忽略基于整个芯体计算A_p和A_f时的下面几个因素：①流体1侧的封条外露表面积[式(8.56)的右边部分]；②流体2侧的封条和换热板外露表面积[式(8.57)的右边部分]。另外，翅片(芯体)的前沿和后沿的外露的沿边宽方向的面积与芯体内翅片的那些面积同样对待[即式(8.61)中右边的第二项由$2p_f\delta n_f$变为$2(p_f - \delta)\delta n_f$]。在这种情况下，可以证明对一个单元，式(8.63)和式(8.64)变为

$$A_{cell} = (A_p + A_f)_{cell} = (2sl_s) + (2h'l_s + 2h'\delta + s\delta) = 2(sl_s + h'l_s + h'\delta) + s\delta \quad (8.71)$$

$$A_{o,cell} = sh' \quad (8.72)$$

其中，$s = p_f - \delta$，$h' = b_1 - \delta$。对于一个单元，水力直径$D_h = 4A_o l_s / A$由下式给出。

$$D_h = \frac{4A_{o,cell} l_s}{A_{cell}} = \frac{4sh'l_s}{2(sl_s + h'l_s + h'\delta) + s\delta} \quad (8.73)$$

这个表达式同式(7.126)是相同的。

对于错位条式翅片的翅片效率，假设(换热板)两侧的热流是均匀的并且绝热面处在换热板间隔的中间部分。因此有

$$l = \frac{b_1}{2} - \delta \tag{8.74}$$

横截面上的翅片的周长是 $2l_s + 2\delta$，横截面积为 $l_s\delta$，因此用于错位条式翅片效率 η_f 计算的式(4.146)中的 ml 的值为

$$ml = \left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1 + \frac{\delta}{l_s}\right)\right]^{\frac{1}{2}}\left(\frac{b_1}{2} - \delta\right) \tag{8.75}$$

例 8.1 确定用于例 7.1 中芯体 105 数据折算的气体侧芯体几何特征。下面是一些主要测量数据，其中的大多数都是至少五次测量的算术平均值。

空气流动长度	$L_1 = 0.0532$m	总气侧流道数	$N_p = 46$
芯体宽度	$L_2 = 0.2148$m	每通道翅片数	$n'_f = 204$
芯体无流动高度	$L_3 = 0.2444$m	翅片长	$l_s = 2.82$mm
翅片的流动长度	$L_f = 0.0508$m	翅片厚度	$\delta = 0.10$mm
气侧板间距	$b_1 = 1.91$mm	板厚	$\delta_w = 0.41$mm
蒸汽侧板间距	$b_2 = 2.54$mm		

求解：

问题数据和简述：上面提供了所有关于单通道交叉流换热器气侧的所有相关几何数据。图 8.7 是这个问题的示意图。

确定：气侧的几何特征，例如翅片间距 p_f，翅片总数 n_f，翅片错位次数 n_{off}，总的主要传热面面积 A_p，总的辅助(翅片)传热面面积 A_f，总传热面积 A，传热面的紧凑度 β，最小自由流动面积 A_o，正面面积 A_{fr}，壁面热阻导热面积 A_w 和水力直径 D_h。

假设：图 8.7c 表示了理想的气侧翅片形状。假设蒸汽侧的总通道数比气侧的总通道数多 1。

分析：在利用式(8.54)~式(8.70)确定必要的几何特征之前，我们先计算出翅片间距 p_f，芯体中的翅片总数 n_f 和翅片错位数 n_{off}。

$$\text{翅片间距 } p_f = \frac{\text{芯体宽度 } L_2}{\text{每通道翅片数 } n'_f} = \frac{0.2148\text{m}}{204} = 0.001053\text{m} = 1.05\text{m}$$

$$\text{翅片总数 } n_f = \left(\frac{\text{翅片数}}{\text{通道数}}\right)(\text{通道总数}) = 204 \times 46 = 9384$$

$$\text{翅片错位次数 } n_{off} = \frac{\text{翅片流动长度 } L_f}{\text{翅片偏移量 } l_s} = \frac{0.0508\text{m}}{0.00282\text{m}} = 18$$

按照式(8.58)，总的主要传热面面积 A_p 为

$$
\begin{aligned}
A_p &= 2L_1L_2N_p - 2\delta L_f n_f + 2b_1L_1N_p + 2(b_2+2\delta_w)(N_p+1)L_2 \\
&= 2\times 0.0532\text{m}\times 0.2148\text{m}\times 46 - 2\times(0.10\times 10^{-3}\text{m})\times 0.0508\text{m}\times 9384 + \\
&\quad 2\times(1.91\times 10^{-3}\text{m})\times 0.0532\text{m}\times 46 + 2\times(2.54+2\times 0.41)\times 10^{-3}\text{m}\times \\
&\quad (46+1)\times 0.2148\text{m} = 1.0513\text{m}^2 - 0.0953\text{m}^2 + 0.0093\text{m}^2 + 0.0678\text{m}^2 \\
&= 1.0331\text{m}^2
\end{aligned}
$$

由式(8.62)，总的辅助传热面面积 A_f 为

$$
\begin{aligned}
A_f &= 2(b_1-\delta)L_f n_f + 2(b_1-\delta)\delta n_{off} n_f + (p_f-\delta)\delta(n_{off}-1)n_f + 2p_f\delta n_f \\
&= 2(1.91-0.10)\times 10^{-3}\text{m}\times 0.0508\text{m}\times 9384 + \\
&\quad 2(1.91-0.10)\times 10^{-3}\text{m}\times(0.10\times 10^{-3}\text{m})\times 18\times 9384 + \\
&\quad (1.05-0.10)10^{-3}\text{m}\times(0.10\times 10^{-3}\text{m})\times(18-1)\times 9384 + \\
&\quad 2\times 0.00105\text{m}\times(0.10\times 10^{-3}\text{m})\times 9384 \\
&= 1.7257\text{m}^2 + 0.0611\text{m}^2 + 0.0152\text{m}^2 + 0.0020\text{m}^2 = 1.8040\text{m}^2
\end{aligned}
$$

总的传热面积为

$$A = A_p + A_f = 1.0331\text{m}^2 + 1.8040\text{m}^2 = 2.8371\text{m}^2$$

$$\frac{A_f}{A} = \frac{1.8040\text{m}^2}{2.8371\text{m}^2} = 0.636$$

$$\beta = \frac{A}{L_1L_2(b_1N_p)} = \frac{2.8371\text{m}^2}{0.0512\text{m}\times 0.2148\text{m}\times(1.91\times 10^{-3}\text{m})\times 46} = 2936.2\text{m}^2/\text{m}^3$$

由式(8.64)得到的最小自由流动面积为

$$
\begin{aligned}
A_o &= b_1L_2N_p - [(b_1-\delta)+p_f]\delta n_f \\
&= (1.91\times 10^{-3}\text{m})\times 0.2148\text{m}\times 46 - [(1.91-0.10)+1.05]\times 10^{-3}\text{m}\times \\
&\quad (0.10\times 10^{-3}\text{m})\times 9384 \\
&= 0.0162\text{m}^2
\end{aligned}
$$

$$A_{fr} = L_2L_3 = 0.2148\text{m}\times 0.2444\text{m} = 0.0525\text{m}^2$$

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} = \frac{0.0162\text{m}^2}{0.0525\text{m}^2} = 0.309$$

$$D_h = \frac{4A_{o,1}L_1}{A} = \frac{4\times 0.0162\text{m}^2\times 0.0532\text{m}}{2.8371\text{m}^2} = 0.00121\text{m}$$

壁面热阻的导热面积为

$$A_w = 2L_1L_2N_p = 2\times 0.0532\text{m}\times 0.2148\text{m}\times 46 = 1.051\text{m}^2$$

基于单元法，我们计算的水力直径[即应用式(8.71)~式(8.73)]为

$$s = p_f - \delta = 1.05\text{mm} - 0.10\text{mm} = 0.95\text{mm}$$

$$h' = b_1 - \delta = 1.91\text{mm} - 0.10\text{mm} = 1.81\text{mm}$$

$$A_{cell}=2(sl_s+h'l_s+h'\delta)+s\delta$$
$$=2\times[(0.95\text{mm}\times2.82\text{mm})+(1.81\text{mm}\times2.82\text{mm})+(1.81\text{mm}\times0.10\text{mm})]+(0.95\text{mm}\times0.10\text{mm})$$
$$=2\times(2.679+5.104+0.181)\text{mm}^2+0.0950\text{mm}^2=16.023\text{mm}^2$$
$$A_{o,cell}=sh'=0.95\text{mm}\times1.81\text{mm}=1.7195\text{mm}^2$$
$$D_h=\left(\frac{4A_oL_1}{A}\right)_{cell}=\frac{4A_{o,cell}l_s}{A_{cell}}=\frac{4\times1.7195\text{mm}^2\times2.82\text{mm}}{16.023\text{mm}^2}=1.21\text{mm}=0.00121\text{m}$$

讨论和注释：一旦选定具体几何形状模型便可以直接进行特征参数的计算。这个例题展示了怎样计算 Kay 和 London 所提出的换热面的几何特征。注意这里应用单元法计算的此芯体实例所得到的水力直径值和包含所有的辅助效应的值非常符合，但是，这不具有普适性。

8.3.2　波状百叶窗式翅片换热器

在这一节我们介绍板翅换热器的单一流体侧百叶窗式翅片（更确切一点是多层百叶窗式翅片）的几何特性，如图 1.29e 或者图 7.29 所示。由于不同形状（包括糖果条型以及 Ω 型），不同的翅片密度以及焊接压力和焊接填料尺寸（基面与翅片之间），及由于不同的焊接工艺（Sekulic 等，2003），这种翅片的几何特性比错位条式翅片更复杂。因此，这种翅片的几何特性也是多样的。深入到多种几何构形的细节超出了本书的范围。我们以一个简单的理想化的单元为例介绍，这个单元无焊接填料，忽略被截断的百叶窗边沿表面积（即，好比无百叶窗片，或仅仅把它作为平直波纹翅片）。忽略边沿面积是一个标准的工业惯例：对于高翅片密度的薄翅片，被忽略的边沿面积小于未被截断翅片表面积的 2%。下面是图 7.29 所示单元的几何特征。

主要（管）表面面积：$$A_{p,cell}=2W_t(p_f-\delta)+2p_fH_t \tag{8.76}$$

翅片表面面积：$$A_{f,cell}=2L_f[(b^2+p_f^2)^{\frac{1}{2}}-\delta] \tag{8.77}$$

总传热面面积：$$A_{cell}=A_{p,cell}+A_{f,cell} \tag{8.78}$$

自由流动面积：$$A_{o,cell}=p_fb-\delta[(b^2+p_f)^{\frac{1}{2}}-\delta] \tag{8.79}$$

正面面积：$$A_{fr,cell}=p_f(b+H_t) \tag{8.80}$$

自由流动面积与正面面积之比：$$\sigma=\frac{A_{o,cell}}{A_{fr,cell}} \tag{8.81}$$

水力直径：$$D_h=\frac{4A_{o,cell}L_f}{A_{cell}} \tag{8.82}$$

单元体积：$$V_{cell}=p_fp_tL_f \tag{8.83}$$

传热面紧凑度：$$\beta=\frac{A_{cell}}{V_{cell}} \tag{8.84}$$

每个单元的壁面导热面积： $A_{w,cell} = W_t W$ (8.85)

对于整个芯体，D_h 和 β 值同上。为了计算自由流动面积 A_o，正面面积 A_{fr}。整个芯体的主要传热面面积和翅片表面面积 A_p 和 A_f，首先要在已知芯体宽度 W(翅片通道宽度,对应于图 8.7 中的 L_2)，已知芯体宽度中的翅片间隔数或者翅片数$\left(=\frac{W}{p_f}\right)$，以及翅片通道数 N_p 的情况下，按照下面的式子计算芯体的翅片数。在这种情况下，芯体内总的翅片数或者总单元数为

$$n_f = n_p \frac{W}{p_f} \tag{8.86}$$

那么，整个芯体的 A_o，A_{fr}，A_p，A_f，A 和 A_w 由下面式子给出。

$$A_o = n_f A_{o,cell} \qquad A_{fr} = n_f A_{fr,cell} \qquad A_p = n_f A_{p,cell}$$
$$A_f = n_f A_{f,cell} \qquad A = n_f A_{cell} \qquad A_w = (n_p - 1) A_{w,cell} \tag{8.87}$$

同时可以用式(8.69)计算出这一几何构形的换热板间的换热器体积 V_p。

对于百叶窗翅片的翅片效率，同错位条式翅片一样，假设代表主要换热面的板或管两侧的热流是均匀的并且绝热面处在换热板间隔的中间处。因此有

$$l = \frac{(b^2 + p_f^2)^{\frac{1}{2}}}{2} - \delta \tag{8.88}$$

横截面上翅片的周长是 $2L_f + 2\delta$，翅片导热的横截面积为 $L_f\delta$，因此在式(4.146)中用于计算百叶窗翅片效率 η_f 的 $m\ell$ 的值为

$$m\ell = \left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1 + \frac{\delta}{L_s}\right)\right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{(b^2 + p_f^2)^{\frac{1}{2}}}{2} - \delta\right] \tag{8.89}$$

在实际应用中假设翅片和基面之间的接触热阻为零。在真正的设计中，这种假设是不成立的，但通常它的影响很小并放到试验芯体的经验 j 因子中考虑(假设试验芯体中也存在同样问题)。尽管在焊接不好的地方由于不良热接触导致的翅片效率下降会比较明显，但是这对换热器性能的总的影响还是很小的(Zhao 和 Sakulic,2001)。这个影响因数必须针对每种特别的制造工艺单独考虑。

Chang and Wang 对所用几何构形在确定通过式(7.127)和式(7.129)表示的 j—f 关联式时，忽略了百叶窗翅片和基面之间的倾角。所以式(8.77)和式(8.79)改进为

$$(b^2 + p_f^2)^{\frac{1}{2}} - \delta \approx b \tag{8.90}$$

对很多高翅片密度的百叶窗翅片表面，这是很好的近似。

例 8.2 用下面测量的几何数据确定波状多层百叶窗翅片和扁管式换热器的气侧芯体几何特征。

翅片的流动长度	$L_f = 30.0\text{mm}$	芯体宽度	$W = 225.0\text{mm}$
翅片厚度	$\delta = 0.10\text{mm}$	管子间距	$p_t = 10.0\text{mm}$
翅片间距	$p_f = 1.00\text{mm}$	管子宽度	$W_t = 28.0\text{mm}$
气侧板间距	$b = 6.00\text{mm}$	管子高度	$H_t = 0.41\text{mm}$
翅片通道数	$N_p = 20$		

求解：

问题数据和简述：上面提供了所有关于扁管式和波状多百叶窗翅片交叉流换热器气侧的所有相关几何数据。详细的几何特征如图 7.29 所示。

确定：气侧的几何特征：水力直径 D_h，自由流动面积和正面面积比 σ，表面紧凑度 β；整个芯体的最小自由流动面积，正面面积，主要传热面面积，翅片表面面积，总传热面积，及壁面热阻导热面积。

假设：图 7.29 表示了理想的气侧翅片几何形状。忽略焊接填料的影响；注意扁平管和波状多百叶窗翅片换热器是通过焊接制成的。

分析：我们首先计算出一个单元的 D_h，σ 和 β，然后利用这些数据计算芯体的几何参数。

主要(管)表面面积为

$$A_{p,cell} = 2W_t(p_f - \delta) + 2p_f H_t$$
$$= 2 \times 28.0\text{mm} \times (1.00 - 0.10)\text{mm} + 2 \times 1.00\text{mm} \times 2.00\text{mm}$$
$$= 54.40\text{mm}^2$$

波纹翅片长度 $= (b^2 + p_f^2)^{\frac{1}{2}} - \delta = (6.00^2 + 1.00^2)^{\frac{1}{2}}\text{mm} - 0.10\text{mm} = 5.98\text{mm}$

翅片表面面积为

$$A_{f,cell} = 2L_f[(b^2 + p_f^2)^{\frac{1}{2}} - \delta] = 2 \times 30.0\text{mm} \times 5.98\text{mm} = 358.80\text{mm}^2$$

总传热面面积为

$$A_{cell} = A_{p,cell} + A_{f,cell} = 54.40\text{mm}^2 + 358.80\text{mm}^2 = 413.20\text{mm}^2$$

自由流动面积为

$$A_{o,cell} = p_f b - \delta[(b^2 + p_f^2)^{\frac{1}{2}} - \delta]$$
$$= 1.00\text{mm} \times 6.00\text{mm} - 0.10\text{mm} \times 5.98\text{mm} = 5.402\text{mm}^2$$

正面面积为　$A_{fr,cell} = p_f(b + H_t) = 1.00\text{mm} \times (6.00 + 2.00)\text{mm} = 8.00\text{mm}^2$

自由流动面积与正面面积之比为

$$\sigma = \frac{A_{o,cell}}{A_{fr,cell}} = \frac{5.402\text{mm}^2}{8.00\text{mm}^2} = 0.675$$

水力直径为　$$D_h = \frac{4A_{o,cell}L_f}{A_{cell}} = \frac{4 \times 5.402\text{mm}^2 \times 30.0\text{mm}}{413.20\text{mm}^2} = 1.569\text{mm}$$

单元体积为 $V_{cell}=p_f p_t L_f=1.00\text{mm}\times10.0\text{mm}\times30.0\text{mm}=300.00\text{mm}^3$

传热面紧凑度为 $\beta=\dfrac{A_{cell}}{V_{cell}}=\dfrac{413.20\text{mm}^2}{300.00\text{mm}^3}=1.377\text{mm}^2/\text{mm}^3=1377\text{m}^2/\text{m}^3$

每个单元的壁面导热面积为 $A_{w,cell}=W_t W=28.0\text{mm}\times225.0\text{mm}=6300\text{mm}^2$

由式(8.86)得到的换热器的总翅片数为

$$n_f=n_p\frac{W}{p_f}=20\left(\frac{225.0\text{mm}}{1.00\text{mm}}\right)=4500$$

现在由式(8.87)可计算出的与整个芯体有关的所有面积如下。

芯体的主要表面面积为 $A_p=n_f A_{p,cell}=4500\times54.40\text{mm}^2=0.2448\text{m}^2$

芯体翅片表面积为 $A_f=n_f A_{f,cell}=4500\times358.80\text{mm}^2=1.6146\text{m}^2$

芯体总表面积为 $A=n_f A_{cell}=4500\times413.20\text{mm}^2=1.8594\text{m}^2$

芯体自由流动面积为 $A_o=n_f A_{o,cell}=4500\times5.402\text{mm}^2=0.0243\text{m}^2$

芯体正面面积为 $A_{fr}=n_f A_{fr,cell}=4500\times8.00\text{mm}^2=0.0360\text{m}^2$

总导热壁面积为 $A_w=(n_p-1)A_{w,cell}=19\times6300\text{mm}^2=0.01197\text{m}^2$

尽管工业惯例忽略被截断百叶窗的边沿面积，但让我们计算一下这种近似方法对传热面积的影响。我们假设百叶窗的长度是上面对波纹百叶窗翅片计算出的长度5.88mm的80%，一个翅片两边之间的百叶窗数为12。在这种情况下有

$$\text{百叶窗的边沿面积}=0.8\times5.98\text{mm}\times0.1\text{mm}\times14=6.698\text{mm}^2$$

因为一个单元总的传热面积是413.20mm²，边沿面积6.698mm²是它的1.6%，因此忽略边沿面积的简化是合理的。

讨论和注释：计算波状百叶窗翅片几何特征参数的过程简单明了。我们在这里先采用单元法作为起点，这是因为它对所考虑的简单几何模型是精确的。这样我们就清楚了为什么工业上忽略被截断百叶窗的边沿面积。

8.3.3 板翅表面的一般几何关系

在8.3.1和8.3.2节我们介绍了怎样确定错位带状以及百叶窗式板翅换热器一侧的 A、A_o、A_{fr}、D_h、σ、V_p、β 和 l。现在我们介绍适用于任意波状翅片几何形状的板翅式换热面 σ、β、l 之间的一般关系式。

如果 L_1 和 L_2 是流动长度，N_p 和 N_p+1 分别是流体1侧和2侧通道数，则每一流体侧板间的体积为

$$V_{p,1}=L_1L_2(b_1N_p)\qquad V_{p,2}=L_1L_2b_2(N_p+1)\tag{8.91}$$

如果包括换热板或者隔板占据的体积，则换热器总的体积为

$$V=[(b_1N_p)+b_2(N_p+1)+2\delta_w(N_p+1)]L_1L_2\tag{8.92}$$

每一侧的传热面积为

$$A_1=\beta_1V_{p,1}\qquad A_2=\beta_2V_{p,2}\tag{8.93}$$

其中，β_1 和 β_2 是基于板间单位体积的每侧流体的换热面的紧凑度。在引入了水力直径的定义和由式(8.91)和式(8.92)表示的 $V_{p,1}$和 V 的表达式后，流体1侧最小自由流动面积和正面面积之比 σ_1 为

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{A_{o,1}}{A_{fr,1}} = \frac{A_{o,1}L_1}{A_{fr,1}L_1} = \frac{\frac{A_1 D_{h,1}}{4}}{V} = \frac{\frac{V_{p,1}\beta_1 D_{h,1}}{4}}{V} \\ &= \frac{\frac{L_1 L_2 (b_1 N_p)\beta_1 D_{h,1}}{4}}{[b_1 N_p + b_2(N_p+1) + 2\delta_w(N_p+1)]L_1 L_2} \\ &= \frac{\frac{b_1 N_p \beta_1 D_{h,1}}{4}}{b_1 N_p + b_2(N_p+1) + 2\delta_w(N_p+1)} \\ &\approx \frac{\frac{b_1 \beta_1 D_{h,1}}{4}}{b_1 + b_2 + 2\delta_w}, \quad N_p \gg 1 \end{aligned} \tag{8.94}$$

其中，δ_w 是隔板的厚度。最后近似等式在 $N_p \gg 1$ 条件下或者每流体侧流道数相等的情况下成立，同样有

$$\sigma_2 = \frac{\frac{b_2(N_p+1)\beta_2 D_{h,2}}{4}}{b_1 N_p + b_2(N_p+1) + 2\delta_w(N_p+1)} \approx \frac{\frac{b_2\beta_2 D_{h,2}}{4}}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \tag{8.95}$$

通过应用 D_{h1}的定义$\left(=\frac{4A_{o,1}L_1}{A_1}\right)$以及由式(8.94)表示的 σ_1，一流体侧的总传热面积除以换热器总体积 V，记为 α_1，可表示如下。

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{V} = \frac{A_1}{L_1 A_{fr,1}} = \frac{\frac{A_1}{L_1}}{A_{fr,1}} = \frac{\frac{4A_{o,1}}{D_{h,1}}}{A_{fr,1}} = \frac{4\sigma_1}{D_{h,1}} = \frac{b_1\beta_1}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \tag{8.96}$$

类似地有

$$\alpha_2 = \frac{A_2}{V} = \frac{b_2\beta_2}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \tag{8.97}$$

α 和 β 之间的这些关联式在板翅式换热器尺寸设计时有用，这一点将在9.2.2.2和9.2.2.3中介绍。

8.4　连续柱状通道的回热器

图1.43展示了旋转式回热器的一些连续柱状通道几何构形。作为示范，下面推导三角形通道(图1.43b)的几何特征。

图8.8表示理想三角形流道的模型以及用于推导过程的术语。注意这一节中

所有的符号都局部有效。除了图 8.8 所示的基本尺寸外，还要通过扩大的芯体截面照片确定单位芯体表面面积内的单元总数，记为 n_c，单位是 m^{-2} 或者 ft^{-2}。因而

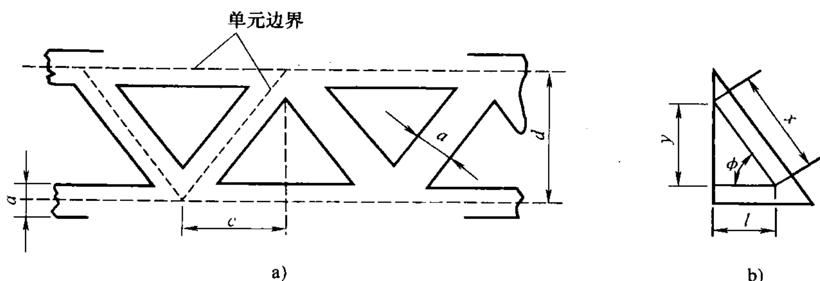


图 8.8 理想三角形流道模型(摘自 Young,1969)
a) 三角形流道模型 b) 三角形半单元模型

$$n_c = \frac{单元数}{单位面积} \qquad 一个单元的表面面积 = \frac{1}{n_c} = \frac{表面面积}{单元数} \tag{8.98}$$

注意一个单元的表面或者正面面积是 n_c 的倒数，如上面的第二个方程所示。对于图 8.8a 所示的理想模型有

$$一个单元的表面面积 = \frac{表面积}{单元数} = \frac{1}{n_c} = dc \tag{8.99}$$

和一个单元相关的传热面积为

$$A_{cell} = 2(l + x)L \tag{8.100}$$

式中，L 是回热器的流动长度。从图 8.8b 所示几何结构有

$$x = \frac{l}{\cos\phi}, \quad \cos\phi = \frac{c}{(d^2 + c^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{8.101}$$

所以有

$$x = l\left[\left(\frac{d}{c}\right)^2 + 1\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8.102}$$

代入式(8.100)，我们有

$$A_{cell} = 2Ll\left\{1 + \left[\left(\frac{d}{c}\right)^2 + 1\right]^{\frac{1}{2}}\right\} \tag{8.103}$$

孔隙度 σ 是一个单元的自由流动面积和正面面积之比，即

$$\sigma = \frac{ly}{\frac{1}{n_c}} = \frac{l^2\tan\phi}{\frac{1}{n_c}} = n_c l^2 \frac{d}{c} = \frac{l^2}{c^2} \tag{8.104}$$

其中，最后一个等式来自式(8.99)。传热面积紧凑度 β 由下式得到。

$$\beta = \frac{A_{cell}}{V_{cell}} = \frac{2(l+x)L}{\left(\frac{1}{n_c}\right)L} = 2n_c(\ell + x) \tag{8.105}$$

将计算 x 的式(8.102)和计算 l 的式(8.104)代入式(8.105)中有

$$\beta = 2n_c\left(\frac{\frac{\sigma}{n_c}}{\frac{d}{c}}\right)^{\frac{1}{2}}\left\{1+\left[\left(\frac{d}{c}\right)^2+1\right]^{\frac{1}{2}}\right\} \tag{8.106}$$

水力直径以及最小自由流动面积为

$$D_h = \frac{4\sigma}{\beta} \qquad A_o = \sigma A_{fr} \tag{8.107}$$

其中，A_{fr}由芯体的尺寸确定。

由于孔隙度是一个关键参数，通常它由重力测量确定，然后通过几何方法确定的数值校核。利用测量小样品所得的芯体质量 M_w 和芯体体积 V 以及已知的阵式材料的密度 ρ_w，可以确定重力孔隙度为

$$\sigma = \frac{\text{空洞体积}}{\text{总体积}} = 1 - \frac{\text{实心体积}}{\text{总体积}} = 1 - \frac{\frac{M_w}{V}}{\rho_w} \tag{8.108}$$

前面所述的几何特征被用于 London 等所描述的陶瓷回热器芯体。对一些简单回热器表面，为完整起见，其几何特征总结在表 8.2 中。

表 8.2 在紧凑型回热器中应用的一些理想流道的表面几何特征

几何形状	单元密度 N_c /(单元数/m²)	孔隙率 σ	表面面积紧凑度 β/(m²/m³)	水力直径 D_h/m
(球堆积，b)	—	0.37 ~ 0.39	$\frac{6(1-\sigma)}{b}$	$\frac{2b\sigma}{3(1-\sigma)}$
(方形流道，δ，b)	$\frac{1}{(b+\sigma)^2}$	$\frac{b^2}{(b+\sigma)^2}$	$\frac{4b}{(b+\sigma)^2}$	b
(六边形流道，b，δ)	$\frac{2}{\sqrt{3}(b+\sigma)^2}$	$\frac{b^2}{(b+\sigma)^2}$	$\frac{4b}{(b+\sigma)^2}$	b
(圆形流道，b，δ)	$\frac{2}{\sqrt{3}(b+\sigma)^2}$	$\frac{\pi b^2}{2\sqrt{3}(b+\sigma)^2}$	$\frac{2\pi b}{\sqrt{3}(b+\sigma)^2}$	b

（续）

几何形状	单元密度 N_c /(单元数/m^2)	孔隙率 σ	表面面积紧凑度 β/(m^2/m^3)	水力直径 D_h/m
	$\dfrac{1}{(b\alpha^*+\delta)(b+\delta)}$	$\dfrac{b^2\alpha^*}{(b\alpha^*+\delta)(b+\delta)}$	$\dfrac{2(1+\alpha^*)b}{(b\alpha^*+\delta)(b+\delta)}$	$\dfrac{2b\alpha^*}{1+\alpha^*}$
	$\dfrac{4\sqrt{3}}{(2b+3\delta)^2}$	$\dfrac{4b^2}{(2b+3\delta)^2}$	$\dfrac{24b}{(2b+3\delta)^2}$	$\dfrac{2b}{3}$

8.5 弓形折流板管壳式换热器

在这一节中我们将推导用于单弓形折流板管壳式换热器校核和尺寸设计问题的几何特征。

8.5.1 管数计算

换热器的管数决定于很多几何变量：管直径、管子间距及布置、浮头类型、管程数、隔板的厚度和位置，以及由缺口无管设计或者防冲板设计引起的管子缺失，还有和壳体内径和通道隔板有关的钻孔线的起始端。对于固定管板设计，最外圈管子可以紧靠壳体内径，或者管子最外圈的外径极限值 D_{otl}（图 8.9）可以是最大到开口浮头 S 的直径，最小到可抽式浮头 T 的直径 D_{otl}。对于 U 形管束来说，在 U 形管束的中线处也会有管子缺失，这是因为制造技术在管弯半径上的限制。由于涉及很多变量，很难精确地确定一台换热器的总管数，除非直接统计。作为备选方案，管数的计算可以根据如 Bell 以及其他人所发表的换热管数据来近似确定。对通过最外管子中心的圆的指定直径 D_{ctl} 来说，忽略掉管束类型对换热管总数 N_t 的影响。Taborek 提出了下面用 D_{ctl} 表达的管数的近似表达式。

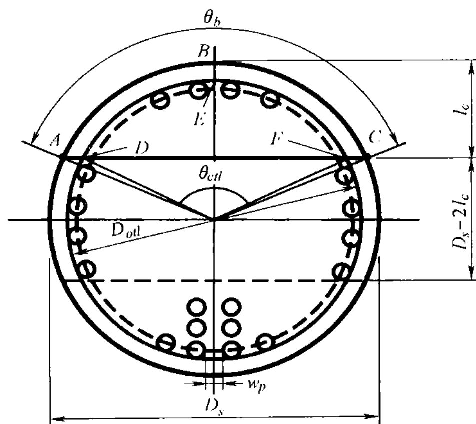


图 8.9 单弓形折流板换热器基本折流板几何关系的术语（摘自 Taborek，1998）

$$
N_t = \begin{cases} \dfrac{\left(\dfrac{\pi}{4}\right)D_{ctl}^2}{C_t p_t^2}(1-\psi_c), & \text{单管程} \\ \dfrac{\left(\dfrac{\pi}{4}\right)D_{ctl}^2}{C_t p_t^2}(1-\psi_n), & \text{多管程} \end{cases} \tag{8.109}
$$

其中，

$$
\psi_c = \begin{cases} 0, & \text{无冲击防护板} \\ \dfrac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \dfrac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi}, & \text{在一边有冲击防护板} \\ 2\left(\dfrac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \dfrac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi}\right), & \text{管区在两边缺失} \end{cases} \tag{8.110}
$$

ψ_n 由图 8.10 给出，换热管 30°和 60°布置时 $C_t=0.866$，管子 45°和 90°布置时 $C_t=1.00$。式(8.110)中的角度 θ_{ctl}的单位是弧度并由式(8.114)确定。

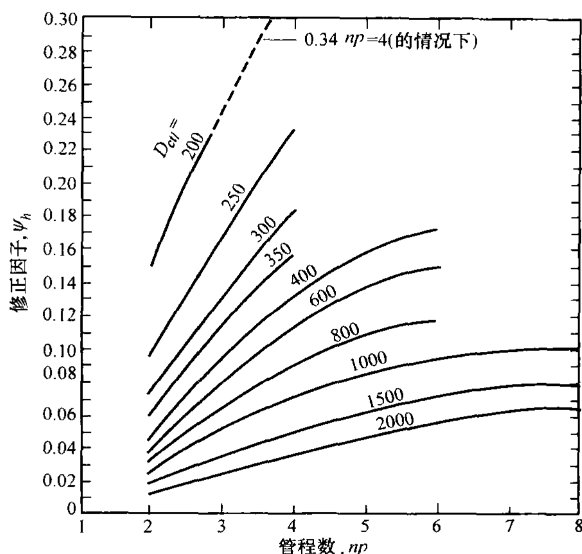


图 8.10 管程数为 $n_p=2\sim8$ 的管束的换热管数修正系数 ψ_n

在大管没有在相对较小的壳体中采用的条件下，用式(8.109)估算单管程管子数目时误差为5%。对于多管程，当 $D_s<400$mm 时，误差近似为 10%，对于更大壳体直径，误差为5%。

8.5.2 缺口和交叉流截面几何结构

单弓形折流板 E 型壳换热器是最普遍应用的换热器，它广泛地应用在加

工、石化以及电力行业中。在这里我们将推导用 Bell-Delaware 法校核这样的换热器时所需的几何信息。基于 Taborek 的建议，最初 Bell 提出的几何结构被进一步改进。如图 8.11a、b、c 所示，E 型壳体换热器的壳侧可分为三部分：分别是内部交叉流区、缺口、入口和出口区域。下面我们计算缺口区域和内部交叉流区域的必要的几何特征。在 9.5 节我们讨论管壳式换热器热力设计时，将通过引入修正系数将入口和出口区域的大折流板间距效应包括进来。另外，在本节我们将计算用于管壳式换热器热力设计的各种旁流以及漏流面积。

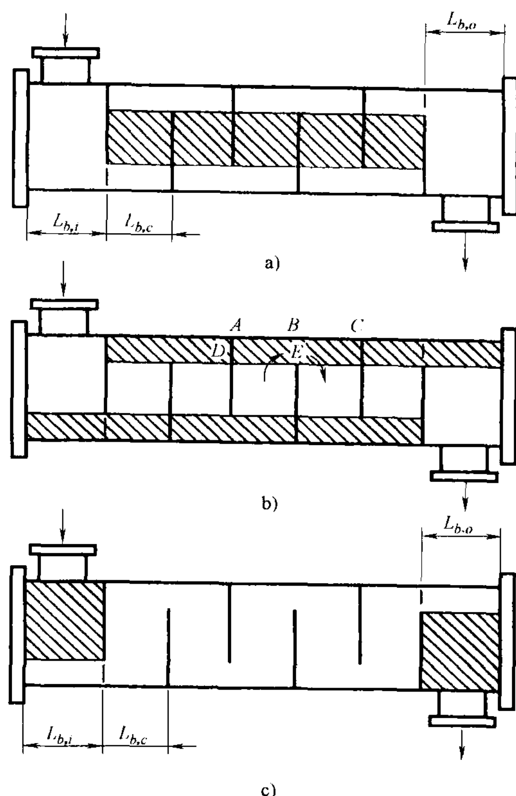


图 8.11 TEMA E 型壳换热器(摘自 Taborek,1998)
a) 内部交叉流区截面 b) 缺口区截面
c) 进口和出口区截面

8.5.2.1 缺口截面

如图 8.9 所示，总的缺口面积(即缺口区域内不包括换热管)或者对应于缺口区域的 *ABC* 段面积为

$$A_{fr,w}=\frac{\pi}{4}D_s^2\left(\frac{\theta_b}{2\pi}-\frac{\sin\theta_b}{2\pi}\right)$$
$$=\frac{D_s^2}{4}\left[\frac{\theta_b}{2}-\left(1-\frac{2l_c}{D_s}\right)\sin\frac{\theta_b}{2}\right] \tag{8.111}$$

其中，θ_b 是壳体内壁和折流板缺口交叉处两半径之间的以弧度为单位的夹角，并表示如下。

$$\theta_b=2\cos^{-1}\left(1-\frac{2l_s}{D_s}\right) \tag{8.112}$$

为了计算缺口区域的管子数目，可以认为在壳体的横截面内管子是均匀布置的。但是如果有管程流路(对多程换热器)或由于在入口区域的防冲板而出现管子缺失的现象，那么这一点是不成立的。我们将忽略这一效应并且假设它只引起可忽略的二阶作用。由最外侧管排的中心线所包围的缺口区管子数目的比例 F_w 为

$$F_w = \frac{DEF\text{ 段的面积}}{\text{直径 }D_{ctl}\text{所包围的面积}} = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi} \tag{8.113}$$

其中，θ_{ctl}是折流板缺口和通过最外边的管子的中心线的圆的两半径之间的以弧度为单位的夹角(参见图 8.9)，其表示如下。

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1}\left(\frac{D_s - 2\ell_c}{D_{ctl}}\right) \tag{8.114}$$

其中，$D_{ctl} = D_{otl} - d_o$。因而，缺口区域的管数可由下式得到。

$$N_{t,w} = F_w N_t \tag{8.115}$$

缺口区管子所占面积为

$$A_{fr,t} = \frac{\pi}{4}d_o^2 N_{t,w} = \frac{\pi}{4}d_o^2 F_w N_t \tag{8.116}$$

这样一个缺口区域的净流动面积为

$$A_{o,w} = A_{fr,w} - A_{fr,t} \tag{8.117}$$

上式右侧的两项由式(8.111)和式(8.116)给出。

按照常规定义，折流板在缺口区的水力直径为

$$D_{h,w} = \frac{4A_{o,w}}{P} = \frac{4A_{o,w}}{\pi d_o N_{t,w} + \pi D_s\left(\frac{\theta_b}{2\pi}\right)} \tag{8.118}$$

其中，θ_b 由式(8.112)给出，P 是湿周(缺口区的所有管子和壳体的)，但折流板边沿的湿周通常被忽略。$D_{h,w}$通常用于层流($Re < 100$)时壳侧的压降计算。

缺口区最后一个要确定的几何输入参数是用于传热以及压降计算的交叉流区管排有效数。当缺口区流体由一个内部交叉流区流向另一个时将作 180°的转弯。流体在交叉流区既有交叉流也有作为位置函数的轴向流动分量。根据直观或者经验(Bell,1963)，在图 8.11b 的 AB 段流体离开内部交叉流区时，折流板缺口区交叉流侵入管区的有效长度为$0.4\ell_{c,eff}$；在图 8.11b 的 BC 段流体流向内部交叉流区域时，此有效长度为 $0.4\ell_{c,eff}$。这里 $\ell_{c,eff}$为折流板缺口和 D_{ctl}之间的距离(图 8.9)。因此，缺口区的有效交叉流管排数为

$$N_{r,cw} = \frac{0.8\ell_{c,eff}}{X_\ell} = \frac{0.8}{X_\ell}\left[\ell_c - \frac{1}{2}(D_s - D_{ctl})\right] \tag{8.119}$$

8.5.2.2 交叉流区截面

交叉流区总管数占所有管子数的比例为

$$F_c = 1 - 2F_w = 1 - \frac{\theta_{ctl}}{\pi} + \frac{\sin\theta_{ctl}}{\pi} \tag{8.120}$$

其中，F_w 的表达式由式(8.113)给出。流体通过交叉流区两折流板间所经过的管排数 $N_{r,cw}$可以通过制图、直接查数或者由下面的公式确定。

$$N_{r,cc}=\frac{D_s-2\ell_c}{X_\ell} \tag{8.121}$$

其中，X_ℓ 是表 8.1 中列出的各种管子布置的纵向管子间距。

交叉流区内在或者靠近一交叉流截面的壳体中心线处的交叉流面积由下式估算。

$$A_{o,cr}=\left[D_s-D_{otl}+\frac{D_{ctl}}{X_t}(X_t-d_o)\right]L_{b,c} \tag{8.122}$$

上式适用于 30°和 90°的管束布置。在这里 D_{ctl}/X_ℓ 表示给定管排的自由流动面积 $(X_t-d_o)L_{b,c}$ 数值。方程也适用于 45°的管束布置且 $p_t/d_o\geqslant1.707$ 以及 60°的管束布置且 $p_t/d_o\geqslant3.732$ 时的情况。对于 45°和 60°管束布置且 p_t/d_o 的值低于前行列出的数值时，最小的自由流动面积发生在对角区域内，这样式(8.122)中的 X_t-d_o 项应由 $2(p_t-d_o)$ 替代，则有

$$A_{o,cr}=\left[D_s-D_{otl}+2\frac{D_{ctl}}{X_t}(p_t-d_o)\right]L_{b,c} \tag{8.123}$$

对 45°和 60°的管束布置。如果管子带有圆形的翅片，应考虑如式(8.36)所示的翅片占据的面积。因此式(8.122)应改写为

$$A_{o,cr}=\left\{D_s-D_{otl}+\frac{D_{ctl}}{X_t}[(X_t-d_o)-(d_e-d_o)\delta N_f]\right\}L_{b,c} \tag{8.124}$$

上式适用于 30°和 90°的管束布置，45°布置且 $p_t/d_o\geqslant1.707$，以及 60°布置且 $p_t/d_o\geqslant3.732$ 的情况。对于圆形翅片管束 45°布置且 $p_t/d_o\leqslant1.707$ 或 60°布置且 $p_t/d_o\leqslant3.732$ 的情况，式(8.124)应改写为

$$A_{o,cr}=\left\{D_s-D_{otl}+\frac{D_{ctl}}{X_t}[(p_t-d_o)-(d_e-d_o)\delta N_f]\right\}L_{b,c} \tag{8.125}$$

在计算交叉流区以及缺口区的总数目时需要知道折流板数 N_b。这可通过制图或者直接查数来确定。另外可由图 8.11 的几何结构计算得到。

$$N_b=\frac{L-L_{b,i}-L_{b,o}}{L_{b,c}}+1 \tag{8.126}$$

其中，$L_{b,c}$ 是中心折流板间距，$L_{b,i}$ 和 $L_{b,o}$ 分别是入口和出口区域的折流板间距。

8.5.3 旁流以及漏流面积

和一交叉流截面相关的旁流 C 和 F(图 4.19)的可用流动面积可以通过在(或者靠近)壳体中心线处的交叉流开口面积进行折算，即

$$F_{b,p}=\frac{A_{o,bp}}{A_{o,cr}}=\frac{(D_s-D_{otl}+0.5N_pw_p)L_{b,c}}{A_{o,cr}} \tag{8.127}$$

其中，N_p 是平行于交叉流 B 的通过管区的流路隔板数目，w_p 是隔板旁路的宽度

（图8.9），$A_{o,cr}$由式（8.122）~式（8.125）给出。由于管区布置在隔板旁路的两侧，F流的换热效果优于C流。因此，如式（8.127）所指出，有效旁流宽度为$0.5w_p$。

现在让我们确定每个折流板的泄漏面积$A_{o,tn}$。与一块折流板相连的总管为

$$N_{tb}=N_t(1-F_w)=N_t\left(\frac{1+F_c}{2}\right) \tag{8.128}$$

其中，F_w的值由式（8.120）中的第一个等式得出。如果径向间隙（折流板孔径d_l和换热管外径d_o之差）为$\delta_{tb}(=d_l-d_o)$，一折流板的总的管—折流板泄漏面积为

$$A_{o,tb}=\frac{\pi}{4}[(d_o+\delta_{tb})^2-d_o^2]N_t(1-F_w)\approx\frac{\pi d_o\delta_{tb}N_t(1-F_w)}{2} \tag{8.129}$$

最后，折流板与壳体的泄漏面积是和壳体内径与折流板的间隙有关的。注意这个间隙只存在于图8.12所示的ABC区域。壳体与折流板间的泄漏面积为

$$A_{o,sb}=\pi D_s\frac{\delta_{sb}}{2}\left(1-\frac{\theta_b}{2\pi}\right) \tag{8.130}$$

其中，$\delta_{sb}=D_s-D_{baffle}$，以弧度为单位的角$\theta_b$由式（8.112）给出。

图8.12　单弓形折流板几何结构及壳体与折流板的径向间隙δ_{sb}

例8.3　确定一台固定管板，45°管束布置的1-2TEMA E型管壳式换热器壳侧的几何特征（按8.5.2节和8.5.3节给出的方法），已知如下测得的几何变量：

壳侧内径 $D_s=0.336\text{m}$	密封片组数 $N_{ss}=1$
管侧外径 $d_o=19.0\text{mm}$	换热管总数 $N_t=102$
管侧内径 $d_i=16.6\text{mm}$	横向管间距 $X_t=35.4\text{mm}$
管长度 $L=4.3\text{m}$	纵向管间距 $X_l=17.7\text{mm}$
管间距 $p_t=25\text{mm}$	旁流通道宽度 $w_p=19.3\text{mm}$
管束布置角度 =45°	管程数 $n_p=2$
中心折流板间距 $L_{bs}=0.297\text{m}$	隔板旁流通道数 $N_p=2$
进口折流板间距 $L_{b,i}=0.318\text{m}$	管束最大直径 $D_{otl}=0.321\text{m}$
出口折流板间距 $L_{b,o}=0.318\text{m}$	换热管与折流板的开口径向间隙 $\delta_{tb}=0.794\text{mm}$
折流板缺口高度 $\ell_c=86.7\text{mm}$	壳与折流板的径向间距 $\delta_{sb}=2.946\text{mm}$

求解：

问题数据和简述：*以上给出了所有和壳侧相关的几何变量，详细的几何结构*如图8.9、图8.11和图8.12所示。

确定：壳侧的几何特征参数：折流板缺口角度，缺口区域的换热管比例，缺

口区域流体的流通面积，每个缺口区域的有效交叉流排数，交叉流区的换热管比例，一个交叉流截面的换热管排数，中心线或其附近的交叉流面积，折流板的数量，旁流的交叉流面积比例，一个折流板的折流板-换热管间泄漏面积及折流板和壳体间泄漏面积。

假设：管壳式换热器具有 8.5 节所概述的理想的几何特征。

分析：如文中所述，我们计算缺口区域，交叉流区域，旁流区域以及泄漏区域的几何特征参数。

缺口区域：

首先由式(8.112)计算角 θ_b。

$$\theta_b = 2\cos^{-1}\left(1 - \frac{2l_c}{D_s}\right) = 2\cos^{-1}\left(1 - \frac{2 \times 86.7 \times 10^{-3}\text{m}}{0.336\text{m}}\right) = 2.131\text{rad} = 122°$$

然后由式(8.111)得出总的缺口区域面积 $A_{fr,w}$。

$$\begin{aligned} A_{fr,w} &= \frac{D_s^2}{4}\left[\frac{\theta_b}{2} - \left(1 - \frac{2l_c}{D_s}\right)\sin\frac{\theta_b}{2}\right] \\ &= \frac{(0.336\text{m})^2}{4}\left[\frac{2.131}{2} - \left(1 - \frac{2 \times 0.0867\text{m}}{0.336\text{m}}\right)\sin\frac{122°}{2}\right] \\ &= 0.01813\text{m}^2 \end{aligned}$$

为了计算缺口区域占总换热管的比例 F_w，首先利用式(8.114)计算折流板缺口角度。

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1}\left(\frac{D_s - 2l_c}{D_{ctl}}\right) = 2\cos^{-1}\frac{0.336\text{m} - 2 \times 86.7 \times 10^{-3}\text{m}}{0.302\text{m}} = 2.004\text{rad} = 115°$$

其中 $D_{ctl} = D_{otl} - d_o = 0.321\text{m} - 19.0 \times 10^{-3}\text{m} = 0.302\text{m}$

现在可由式(8.113)给出缺口区域占总管数的比例 F_w。

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi} = \frac{2.004}{2\pi} - \frac{\sin(115°)}{2\pi} = 0.1747$$

因此缺口处换热管数由式(8.115)可表示为

$$N_{t,w} = F_w N_t = 0.1747 \times 102 = 17.8$$

由式(8.116)可得缺口区域换热管所占面积为

$$A_{fr,t} = \frac{\pi}{4}d_o^2 F_w N_t = \frac{\pi}{4} \times (0.0190\text{m})^2 \times 0.1747 \times 102 = 0.00505\text{m}^2$$

于是由式(8.117)可得出缺口处的净通流面积为

$$A_{o,w} = A_{fr,w} - A_{fr,t} = 0.01813\text{m}^2 - 0.00505\text{m}^2 = 0.01308\text{m}^2$$

由式(8.118)可得缺口区域的水力直径如下。

$$D_{h,w}=\frac{4A_{o,w}}{\pi d_o N_{t,w}+\pi D_s\left(\frac{\theta_b}{2\pi}\right)}$$
$$=\frac{4\times0.01308\text{m}^2}{\pi\times0.0190\text{m}\times17.8+\pi\times0.336\text{m}\times\left(\frac{2.131}{2\pi}\right)}$$
$$=0.03683\text{m}$$

最后，由用式(8.119)计算出的每个缺口区域的有效交叉流管排数为

$$N_{r,cw}=\frac{0.8}{X_l}\left[l_c-\frac{1}{2}(D_s-D_{ctl})\right]$$
$$=\frac{0.8}{17.7\times10^{-3}\text{m}}\left[86.7\times10^{-3}\text{m}-\frac{1}{2}\ (0.336\text{m}-0.302\text{m})\right]$$
$$=3.15\approx3$$

交叉流区域：

由式(8.120)可计算出的交叉流区域换热管数占的比例 F_c 为

$$F_c=1-2F_w=1-2\times0.1747=0.6506$$

下面计算流过两折流板间的一交叉流区所经过的管排数 $N_{r,cc}$[式(8.121)]。

$$N_{r,cc}=\frac{D_s-2l_c}{X_l}=\frac{0.336\text{m}-2\times86.7\times10^{-3}\text{m}}{17.7\times10^{-3}}=9.19\approx9$$

对于扁平管的45°管束布置在壳体中心线或其附近的一个交叉流区域内的交叉流面积可由式(8.123)得出。

$$A_{o,cr}=L_{b,c}\left[D_s-D_{otl}+2\frac{D_{ctl}}{X_t}(p_t-d_o)\right]$$
$$=0.297\text{m}\times\left[0.336\text{m}-0.321\text{m}+2\times\frac{0.302\text{m}}{0.0354\text{m}}\times(0.0250\text{m}-0.0190\text{m})\right]$$
$$=0.03275\text{m}^2$$

现在，由式(8.126)计算折流板数目为

$$N_b=\frac{L-L_{b,i}-L_{b,o}}{L_{b,c}}+1=\frac{4.3m-0.318m-0.318m}{0.279\text{m}}+1=14.13\approx14$$

旁流和泄流面积：

为计算旁流的交叉流面积比例，F_{bp}[式(8.127)]，我们首先得计算出旁流的交叉流面积值。

$$A_{o,bp}=L_{b,c}(D_s-D_{otl}+0.5N_pw_p)$$
$$=0.279m\times[0.336m-0.021m+0.5\times2\times0.0190\text{m}]$$
$$=0.00949\text{m}^2$$

由此可得

$$F_{bp}=\frac{A_{o,bp}}{A_{o,cr}}=\frac{0.00949\text{m}^2}{0.03275\text{m}^2}=0.2898$$

可用式(8.129)计算的管-板间泄漏面积。

$$A_{o,tb}=\frac{\pi d_o\delta_{tb}N_t(1-F_w)}{2}=\frac{\pi\times 0.0190\text{m}\times 0.000794\text{m}\times 102\times(1-0.1747)}{2}$$
$$=0.001995\text{m}^2$$

最后，单个折流板的壳-折流板泄漏面积[式(8.130)]为

$$A_{o,sb}=\pi D_s\frac{\delta_{sb}}{2}\left(1-\frac{\theta_b}{2\pi}\right)=\pi\times 0.336\text{m}\times\frac{0.002946\text{m}}{2}\times\left(1-\frac{2.131}{2\times\pi}\right)=0.001027\text{m}^2$$

从而结束了应用 Bell-Delaware 方法于管壳式换热器热力设计和校核所要用到的所有几何特征的计算。

讨论和注释：管壳式换热器的几何特征参数的计算过程尽管繁重但是简单直接。同样的几何特征用于例 9.4 的分析。

8.6 密封板式换热器

世界上已经开发了很多波纹板式换热器。波浪形板(图 1.18b 和 c)是如今最普遍采用的。我们下面把介绍计算波浪形褶皱板 PHE 的几何特征，当成计算由褶皱产生的实际换热面积的例子。然而，工业中通用的一个惯例是忽略所有褶皱的影响并将波浪形板视为平板(无褶皱)对待。

下面求解中所用到的板的几何结构和术语如图 7.28 所示。与具有相同外部(总的)尺寸的无褶皱平板相比，波浪形褶皱板增加了表面积。波浪形褶皱板的扩展性(实际)表面积与其投影(对平板或扁平板)面积的比值由下式给出。

$$\Phi=1+\frac{2}{\pi}(1+\pi^2\alpha^{*2})^{\frac{1}{2}}E(\alpha^*)\approx\frac{1}{6}\left(1+\sqrt{1+X^2}+4\sqrt{1+\frac{X^2}{2}}\right)\quad(8.131)$$

其中，$\alpha^*=2a/\Lambda$，$E(\alpha^*)$是表 7.4 中给出的关于椭圆形管公式中的椭圆积分[即 $E(m)$]，$X=2\pi a/\Lambda$。尽管第一个等式是精确的，但 Maetin 运用了最后的近似公式，这个近似公式应用了三点积分法。所以 PHE 的单一流体侧的传热面积可由下式给出。

$$A=2\Phi(WL_h+2aL_h)N_p\approx 2\Phi WL_hN_p，\text{因为 } a\ll W\quad(8.132)$$

其中，W(密封圈之间的板宽)和 L_h(换热板的长度)定义在图 7.28 中，N_p 是所考虑的流体侧的槽道(通道)数。

单个 PHE 流体侧的自由流动面积由下式给出。

$$A_o=2aWN_p\quad(8.133)$$

由定义可得，水力直径为

$$D_h = \frac{4A_oL_h}{A} = \frac{8aWN_pL_h}{2\Phi WL_hN_p} = \frac{4a}{\Phi} \tag{8.134}$$

另一组常用的关于换热面积的定义是，自由流动面积和以投影表面积(即认为褶皱不存在)为基础的特征尺寸。在这样的情况下有

$$A = 2WL_hN_p \quad A_o = 2aWN_p \quad D_e = 4a \tag{8.135}$$

在这一组定义中，把等价的直径记为 D_e，作为特征尺寸。因此有

$$D_e = \Phi D_h \tag{8.136}$$

Φ 的典型范围为 1.15～1.25，当 $A/a = 2$ 时，$\Phi \approx 1.22$。当 A/a 减小到 2.46 时 Φ 可逼近 2。

PHE 中板的总数 N_t 与流程数 n_p 和单程内的通道数 $N_{c,p}$ 有关，计算如下。

$$N_t = (n_pN_{c,p})_1 + (n_pN_{c,p})_2 + 1 \tag{8.137}$$

其中，脚标 1 和 2 分别指流体 1 和 2。在这个 PHE 中换热板的数目为 $N_t - 2$。褶皱的总高度 $2a + \delta_p$(δ_p 为板的厚度)，如图 7.28 所示，代表完全压紧的密封圈的厚度，这是因为板的褶皱是金属性的接触。它可以由压缩板束的长度 L_{pack}(参看 1.5.2.1 节的定义)除以总的板数 N_t 确定。

当 D_p 为管孔直径时，用于换热的板的长度 L_h 和用于压降的长度 L_p 的关系式如下。

$$L_p = L_h + D_p \tag{8.138}$$

综述

传热和压降的关联式很大程度上取决于传热面的几何特征。在这一章中，我们推导了用于确定下述换热器的传热和压降关联式，以及换热器性能(q 和 Δp)的几何特征：管式、管翅式、板翅式、再生式和板式换热器。同时也推导了弓形折流板换热器在旁流以及泄漏作用下的相关几何特征。需要强调的是，如果文献中的任何一个传热或摩擦因子关联式被用于换热器的设计和分析，必须严格按照推导这些关联式的原始数据的同样方式估算相关的几何参数。

参考文献

Bell, K. J., 1963, Final report of the cooperative research program on shell-and-tube heat exchangers, *Univ. Del. Eng. Exp. St. Bull.*, Vol. 5.

Bell, K. J., 1988, Delaware method for shell-side design, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 227-254.

Chang, Y. J., and C. C. Wang, 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 533-544.

Kays, W. M., and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

London, A. L., M. B. O. Young, and J. H. Stang, 1970, Glass ceramic surfaces, straight triangular passages: Heat transfer and flow friction characteristics, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 92, Ser. A, pp. 381-389.

Martin, H., 1996, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, *Chem. Eng. Process.*, Vol. 35, pp. 301-310.

Mondt, J. R., 1980, Regenerative heat exchangers: the elements of their design, selection and use, Rep. No. GMR-3396, Research Laboratories, GM Technical Center, Warren, MI.

Sekulic, D. P., A. J. Salazar, F. Gao, J. S. Rosen, and H. S. Hatchins, 2003, Local transient behavior of a compact heat exchanger core during brazing-equivalent zonal(EZ) approach, *Int. J. Heat Exchangers*, Vol. 4, No. 1, in print.

Shah, R. K., 1985, Compact heat exchangers, in *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2nd ed. W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, eds., McGraw-Hill, New York, pp. 4-174 to 4-311.

Taborek, J., 1998, Shell-and-tube heat exchangers: single phase flow, in *Handbook of Heat Exchanger Design*, G. F. Hewitt, ed., Begell House, New York, pp. 3. 3. 3-1 to 3. 3. 11-5.

Young, M. B. O., 1969, Glass-ceramic, triangular and hexagonal passage surfaces-heat transfer and flow friction characteristics, TR HE-2, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, California.

Zhao, H., and D. P. Sekulic, 2001, Brazed fin-tube joint thermal integrity vs. joint formation, *Proc. 2001 National Science Foundation Design, Service and Manufacturing Grantees and Research Conference*, Tampa, FL.; CD edition, University of Washington, Seattle, WA, DMII-998319.

Zukauskas, A. A., 1987, Convective heat transfer in cross flow, in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, S. Kakac, R. K. Shah, and W. Aung, eds., Wiley, New York, Chap. 6.

习题

8.1 给定一管型容器(图习题8.1)，管子的实际总长度为3m。管壁厚度为6mm，绝缘层厚度为150mm。则可用于传热的管子长度为：

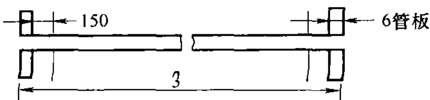
A. 3m　　B. 2.988m　　C. 2.838m

D. 2.688　　E. 不能确定

8.2 习题8.1中，发生压降的管长为：

A. 3m　　B. 2.988m　　C. 2.838m

D. 2.688　　E. 不能确定



图习题8.1 管型容器示意图

8.3 在顺列管束布置的管式换热器中，

下列哪些几何特性属于管内换热器计算：

A. 管侧封头的传热面积　B. 总传热面积

C. 核心迎风面积　D. 水力半径

8.4　若要计算板翅式换热器的主表面积，需要下列哪些部分的表面积：

A. 板的总面积　B. 翅片高度面积

C. 翅片根部覆盖的面积　D. 侧封条的面积

E. 中心区入口、出口的封条和平板的面积

8.5　在错位翅片管式换热器中，次面积包括：

A. 翅片高侧面积　B. 翅片边缘高侧面积　C. 板的面积

D. 封头表面积　E. 翅片边缘宽侧面积

8.6　对于相同的 b 和 δ，四边形通道的再热器的 n_c 比六边形通道的再热器：

A. 高　B. 相同　C. 低

D. 说不清楚

8.7　管壳式换热器管子总数取决于：

A. 管径　B. 管间距　C. 管程数

D. 管长　E. 浮头种类　F. 管板厚度

8.8　对于一给定壳内径、外管极限直径、管外径和管间距的换热器，下列哪种布置方式每程管子数较多：

A. 四边形　B. 转角四边形

C. 三角形　D. 无法确定

8.9　在一尺寸为 $D_s = 3\text{m}$，$l_c = 0.675\text{m}$，$X_l = 50\text{mm}$ 的交叉流区域，其流向上的管排数 N_r 为：

A. 33　B. 210　C. 120

D. 60　E. 以上都不对

8.10　弓形部分不布置管的单弓形折流板换热器，窗口区域的面积为：

A. 0　B. 折流板尖和壳内径之间的区域的面积

C. 交叉流区域面积　D. 管束旁通面积

第9章　换热器设计程序

如第2章所述以及表3.11所示，有很多换热器设计问题，概括地定义为校核和尺寸设计问题。在校核问题中，我们要针对已有换热器或者已设计好的换热器确定传热量和(或者)出口温度以及压降性能。在尺寸设计问题中，我们设计一个换热器，这涉及到确定或者选择换热器结构类型、流动布置、换热管(板)以及翅片材料和(或者)换热器的物理尺寸，从而在给定约束下满足给定的传热和压降要求。我们在第10章中讨论换热器类型、流动布置以及其他方面的选择，在第11章到13章中讨论热力学分析以及运行问题。这些方面和换热器设计一样重要或者有时更重要。在这里，对特定换热器类型的尺寸设计问题，我们只关注物理尺寸的确定这一狭小方面。同时，在校核问题中我们确定换热器传热以及压降性能。因此，在这一章里，我们分开讨论应用于板翅、管翅、板和管壳式换热器的校核(表3.11的问题12)和尺寸设计问题(表3.11的问题2或4)的逐步求解流程。为了给出换热器的校核问题和尺寸设计问题的逐步求解流程，我们应用第3、6、7和8章所总结的理论、关联式以及几何特征参数。

在给出校核和尺寸设计流程之前，我们先搞清楚如何计算双流体换热器在每一流体侧的平均温度。这些平均温度用于确定每一流体侧传热和压降计算所需要的流体物性参数。同时注意的是在换热器设计理论中，所作的一个重要的假设是流体(固体)热物性参数是均匀的。流体的物性参数由平均温度确定。

9.1　流体的平均温度

换热器每一侧流体的物性参数由平均(流体长度方向平均)温度确定。传热以及压降计算所需的单相流体物性参数包括密度、比热容、粘度、热导率以及普朗特数。在文献中可以找到大量流体的这些物性参数，在附录A中列出了其中一部分。现在让我们确定多种换热器构形的相应的流体平均温度。

对于ε—NTU法或平均温差法，我们需要得到“单个”温度值来表示流过换热器每侧的温度水平。对于逆流以及顺流换热器，流体的温度不仅在流动方向上变化同时还在每一通道的横截面上有变化(如图7.4所示)。在交叉流换热器中，流体温度还在另一流体的流动方向上变化。在更复杂的布置中，流体的温度通常同时在流动方向以及在给定的横截面上变化。在流动方向上的温度变化会影响到流体的整体特性。在7.6.1节中讨论了对摩擦因数和传热系数的修正方案，

这些修正是针对温度在流路的截面上的变化给出的。如果流体参数在换热器内变化显著，那么流动长度方向上的“平均”温度就不适合用于精确地计算换热量和压降。在这种情况下，参照4.2.3.2节中的分步计算法，在每一段每个流体中，算术平均温度用于确定该段的物性参数。

在确定换热器的换热量时，或是直接应用真实平均温差(如在平均温差法中，$q = UA\Delta T_m = UAF\Delta T_{lm}$)或者间接应用(如在 ε—NTU 或者 P—NTU 法中)。注意，对于逆流以及顺流换热器 $\Delta T_m = \Delta T_{lm}$，或者对任何其他流动布置的设计良好的换热器 $\Delta T_m = F\Delta T_{lm} \approx \Delta T_{lm}$。这里，$F$ 是3.7.2节中讨论的对数平均温差修正因子。因此，当 C_{max} 流体的温度上升或者下降较小时，我们用 ΔT_{lm} 计算 C_{min} 流体的对数平均温度。这样 C_{max} 流体的平均温度就是算术平均温度。如果热流体的温降 ΔT_h 和冷流体的温升 ΔT_c 具有同一数量级时，则每一侧流体的平均温度就简化为算术平均温度。下面介绍用于确定具有指定流动条件(布置)的双流体换热器的这一温度计算的近似方法。

表9.1 两流体换热器的热流体和冷流体近似平均温度

C_{max} = 热流体，C_{min} = 冷流体	C_{max} = 冷流体，C_{min} = 热流体
$C^* < 0.5$ 的情况	
$T_{h,m} = \dfrac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2}$	$T_{c,m} = \dfrac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2}$
$T_{c,m} = T_{h,m} - \Delta T_{lm}$	$T_{h,m} = T_{c,m} + \Delta T_{lm}$
$\Delta T_{lm} = \dfrac{(T_{h,m} - T_{c,o}) - (T_{h,m} - T_{c,i})}{\ln\left[\dfrac{(T_{h,m} - T_{c,o})}{(T_{h,m} - T_{c,i})}\right]}$	$\Delta T_{lm} = \dfrac{(T_{h,i} - T_{c,m}) - (T_{h,o} - T_{c,m})}{\ln\left[\dfrac{(T_{h,i} - T_{c,m})}{(T_{h,o} - T_{c,m})}\right]}$
$C^* \geqslant 0.5$ 的情况	
$T_{h,m} = \dfrac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2}$	$T_{c,m} = \dfrac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2}$

9.1.1 满足 $C^* \approx 0$ 的换热器

图9.1表示了两流体的典型温度分布，在如图9.1a所示情况下流动长度方向的平均温度为

$$T_{c,m} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \tag{9.1}$$

$$T_{h,m} = T_{c,m} + \Delta T_{lm} \tag{9.2}$$

其中，

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,m}) - (T_{h,o} - T_{c,m})}{\ln\left[\dfrac{(T_{h,i} - T_{c,m})}{(T_{h,o} - T_{c,m})}\right]} \tag{9.3}$$

在如图9.1b所示情况下流动长度方向的平均温度为

$$T_{h,m}=\frac{T_{h,i}+T_{h,o}}{2} \tag{9.4}$$

$$T_{c,m}=T_{h,m}-\Delta T_{lm} \tag{9.5}$$

其中

$$\Delta T_{lm}=\frac{(T_{h,m}-T_{c,o})-(T_{h,m}-T_{c,i})}{\ln\left[\frac{(T_{h,m}-T_{c,o})}{(T_{h,m}-T_{c,i})}\right]} \tag{9.6}$$

理论上可以证明，对于 $C^*=0$，用上述方法计算流动长度方向的平均温度是精确的(Kays and London,1988)。在这种情况下，与如图 9.1 中所示的小变化相对比，C_{max}流体的温度沿长度方向真正地保持为常数。

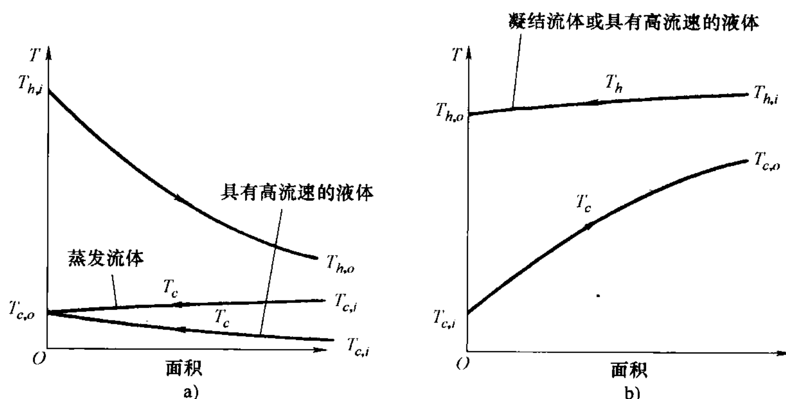


图 9.1 换热器内的温度分布(摘自 Shah,1981)
a) $C_h/C_c\approx0$ b) $C_c/C_h\approx0$

9.1.2 逆流和交叉流换热器

图 1.50(在流动方向上)和图 1.54(在入口和出口的横断面上)表示了这些换热器的典型温度分布。由式(3.192)以及式(3.199)可知，这些换热器的真实平均温差为

$$\Delta T_m=\begin{cases}\Delta T_{lm}, & \text{逆流换热器}\\ F\Delta T_{lm}, & \text{交叉流换热器}\end{cases} \tag{9.7}$$

因为对于逆流换热器，$C^*>0$ 时，不存在确定两侧流体平均温度的简单关系式，所以我们用下面的近似方法。当 C^* 接近 0(我们人为地限制 $C^*<0.5$)时，我们推荐用式(9.1)~式(9.6)计算每一流体侧的平均温度。当 $C^*>0.5$ 时，我们同样人为地用算术平均温度的方法计算两流体侧的平均温度。

$$T_{h,m} = \frac{1}{2}(T_{h,i} + T_{h,o}) \quad T_{c,m} = \frac{1}{2}(T_{c,i} + T_{c,o}) \tag{9.8}$$

对于一个“好”的交叉流换热器设计，F 通常在0.8～0.99之间变化。考虑到如果将其值取为1所带来的平均温度的误差不会引起流体物性参数的明显变化(可能应除去流体为油的情况)，所以我们可以把交叉流换热器看做逆流换热器来计算其每侧流体的平均温度(即对于合适的情况采用 ΔT_{lm})。

需要强调的是，如果我们假设一个换热器有效度的值，对可以得到温度分布封闭解的换热器来说，可计算出其积分平均温度。在那种情况下，前面所作的近似就不需要了。然而，在集中参数法(即如第3章的设计理论中一样，考虑流体沿整个流动长度方向上一个平均温度值)中，前面所提出的平均温度的近似值是恰当的。如果流体的物性参数在流动方向上有较大变化，第3章介绍的 ε—NTU 法或者其他方法都是不合适。在那种情况下，必须如4.2.3.2节中一样，通过将换热器划分为多个充分小的单元进行数值分析，这样在每个单元上的算术平均温度才能够合理地精确地表示平均温度。

9.1.3 多通道换热器

首先，确定每个通道的流体温度，这样才能知道每个通道的流体进口和出口温度。然后，把端口温度的算术平均值作为每个通道内流体在流动长度方向上的平均温度。这将构成第一次迭代。如果需要，可以通过修改物性(过程)特性(参数)重复这一过程。

根据总体的有效度 ε 或者 P 以及 C^* 或者 R，式(3.136)给出了整体逆流布置的每一个通道的有效度 ε_p 或者 P_p，式(3.144)给出了整体顺流布置的这些量。通过每个单通道有效度 ε_p 的定义确定每一个通道的平均出口温度 $T_{h,o}$ 以及 $T_{c,o}$；将式(3.44)中的 ε 用 ε_p 代替，入口温度和出口温度为每个通道的入口和出口温度。注意开始于第一流程的顺流换热器的每一个通道的进口温度认为是已知的。对于总体逆流的布置，可以用如上所述修改后的式(3.44)来确定平均出口温度。然而，需要一个迭代过程确定通道间的温度。这是因为在逆流换热器计算开始时，两种流体的入口温度对于任何通道来说都是未知的。

对于这里没有考虑的其他流动布置的换热器，应该采用上面所述方法中的一种。例如对于单通道换热器或者多通道换热器的每一通道，可以应用算术平均或者对数平均温差法。必须应用工程判断标准选择特定的方法，从而确定流动长度平均温度。

现在我们介绍三种主要换热器的校核和尺寸设计过程：扩展表面(板翅式和管翅式)、板式以及管壳式换热器。因为再生器的校核和尺寸设计问题有大量的迭代并且非常复杂，它只能通过电脑求解。参看 Shah 关于在忽略泄漏以及旁流作用的情况下关于旋转式再生器校核以及尺寸设计问题的逐步求解流程，当考虑

上面这些作用时参看 Shah 和 Skiepko 的相关著作。

9.2 板翅式换热器

在本节我们考虑一侧或者两侧具有“皱状”翅片的板翅式换热器(参看 1.5.3.1 节的介绍)的校核和尺寸设计问题。我们采用 ε—NTU 法，因为这种方法对解决这些类型的换热器的校核和尺寸设计问题来说，在工业中应用最广泛。

9.2.1 校核问题

在本节我们介绍一种适用于单通道逆流和交叉流换热器校核问题(表3.11 中的问题 12)的逐步校核方法。Shah 提出了类似的逐步校核方法用于双通道交叉流换热器。校核问题分析所涉及的基本步骤是确定下面的内容：传热面的几何特性、流体的物理特性、雷诺数、传热面的基本特征，以及根据依赖温度变化的特性校正传热面的基本特征，还有传热系数和翅片效率、传热壁热阻以及总体的热导、NTU、C^*、换热器有效度、换热量、出口温度以及每侧流体的压降。现在详细介绍这些步骤。

1）确定每一流体侧的表面结构特性(见 8.3 节)。这包括最小自由流动面积 A_o、传热面积 A(包括主要和辅助面积)、流动长度 L、水力直径 D_h、传热面的紧凑度 β、最小自由流动面积和正面面积的比 σ，以及为确定翅片效率所用的翅片几何参数(l 和 δ 等)，还有进行传热和压降计算所要用到的任何特定尺寸。

2）计算流体平均温度并确定每侧流体的物性参数。对于校核问题出口温度未知，因此要首先假定一值。除非按照以往经验其值已知，否则对大多数单通道交叉流换热器假设有效度为 50%~75%，对单通道逆流以及双通道交叉流换热器为 75%~80%。应用假设的有效度计算流体的出口温度。

$$T_{h,o}=T_{h,i}-\varepsilon\frac{C_{\min}}{C_h}(T_{h,i}-T_{c,i}) \tag{9.9}$$

$$T_{c,o}=T_{c,i}+\varepsilon\frac{C_{\min}}{C_c}(T_{h,i}-T_{c,i}) \tag{9.10}$$

开始时，对于气—气换热器假设$\frac{C_c}{C_h}\approx\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h}$，或对于气—液换热器，按照题中所给的流体的 c_p 的近似值假设$\frac{C_c}{C_h}\approx\frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\dot{m}_h c_{p,h}}$。应用表 9.1 中的合适公式计算流体平均温度。一旦确定了每侧流体的平均温度，就可以从物性参数书或者手册中查取流体的物性参数(参看附录 A)。校核问题要用到的物性参数有：μ、c_p、k、Pr 和 ρ。用这个 c_p 值，按照式(9.9)或者式(9.10)，在 $C_{\max}$ 流体侧再进行一次迭代

确定 $T_{h,o}$ 和 $T_{c,o}$，然后计算 C_{max} 侧的 T_m，并相应地改进流体的特性。

3）计算用于确定换热器每一流体侧传热面的量纲为一传热以及流动摩擦特性（也就是 j 或者 Nu 以及 f 或者 Nu）所需要的雷诺数（$Re = GD_h/\mu$）和（或者）其他相关量纲为一组（按照它们的定义）。然后，计算 j 或者 Nu 以及 f 因子。按照下列公式在第二次以及后面的迭代中针对流体参数变化，对 Nu（或者 f）进行修正。

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^n \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m，对于气体 \tag{9.11}$$

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^n \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^m，对于液体 \tag{9.12}$$

其中，下标 cp 表示常物性，m 和 n 分别是表 7.12 和表 7.13 中列出的经验常数。注意式（9.11）以及表 7.12 和表 7.13 中的 T_w 和 T_m 均为热力学温度，T_w 用式（3.33）计算。

4）由 Nu 或者 j，按照下面的公式计算两侧流体的传热系数。

$$h = Nu\frac{k}{D_h} \quad 或 \quad h = jGc_p\,Pr^{-\frac{2}{3}} \tag{9.13}$$

然后计算翅片效率 η_f 以及扩展表面的效率 η_o。

$$\eta_f = \frac{\tanh m\ell}{m\ell} \quad m = \left(\frac{hP}{k_fA_k}\right)^{\frac{1}{2}} \quad 或 \quad m = \left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.14}$$

$$\eta_o = 1 - (1-\eta_f)\frac{A_f}{A} \tag{9.15}$$

这里，P、A_k 和 δ 分别是湿周、翅片横截面面积和翅片厚度。按照表 4.5 中的公式计算板-翅式换热器的另外一些几何参数。同时计算传热壁热阻：$R_w = \delta_w/A_wk_w$。最后，利用已知的单个对流膜热阻、管壁热阻以及污垢热阻（如果有），由下式计算出总热导。

$$\begin{aligned}\frac{1}{UA} &= R_h + R_{h,f} + R_w + R_{c,f} + R_c \\ &= \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{1}{(\eta_o h_fA)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o h_fA)_c} + \frac{1}{(\eta_o hA)_c}\end{aligned} \tag{9.16}$$

5）利用已知的每一侧流体的热容量计算 $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$。由已知的 UA，计算 $NTU = \frac{UA}{C_{min}}$。同时，也要计算纵向导热参数 λ。利用已知的 NTU、C^*、λ 以及流动布置条件，并根据封闭方程或者表格（图解）结果确定换热器的有效度 ε。

6）由 ε，按照式（9.9）和式（9.10）计算出口温度。如果得出的出口温度与第2）步假设的相差很大，那么将这些出口温度代入第2）步，继续迭代2）~6）步，直到假设和计算出的出口温度在一定精度内收敛。对于气—气换热器，迭代

一次可能就足够了。

7）最后计算热负荷。

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{9.17}$$

并利用式(9.9)和式(9.10)给出出口温度。

8）对于压降的计算，首先确定每一流体在进出口处的密度(ρ_i 和 ρ_o)。每一侧流体的比体积由下式确定。

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o}\right) \tag{9.18}$$

然后，在已知的 σ、Re 以及流体通道入口结构的基础上，查图 6.3 得出入口和出口的损失系数 K_c 和 K_e。针对变物性特点将其应用于式(9.11)或式(9.12)对每侧流体的摩擦因数进行修正。这里，换热壁温用下式计算。

$$T_{w,h} = T_{m,h} - (R_h + R_{h,f})q \qquad T_{w,c} = T_{m,c} + (R_c + R_{c,f})q \tag{9.19}$$

其中，各种阻力项由式(9.16)定义。每一流体侧的芯体压力损失可由下式计算。

$$\Delta p = \frac{G}{2g_c\rho_i}\left[(1 - \sigma^2 + K_c) + 2\left(\frac{\rho_i}{\rho_c} - 1\right) + f\frac{L}{r_h}\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m - (1 - \sigma^2 - K_e)\frac{\rho_i}{\rho_o}\right] \tag{9.20}$$

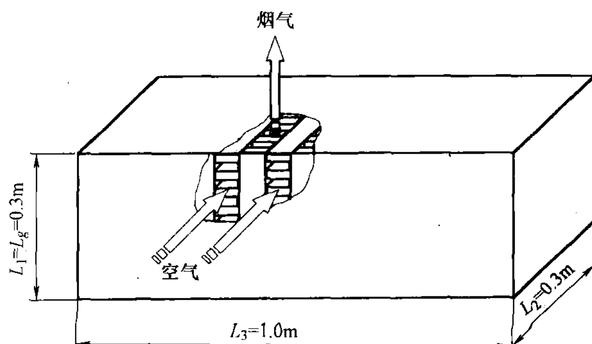
现在，我们以一台交叉流换热器的校核问题为例说明上面的校核过程。

例 9.1 在固体氧化燃料电池发电系统中利用一台烟气—空气单通道交叉流换热器回收排烟的热量用于预热空气。换热器尺寸为 0.3m×0.3m×1m，如图例 9.1A 所示。烟气侧和空气侧均采用错位条形翅片结构，图例 9.1B 表示了几何特性和换热面特征。翅片和板(隔板)都采用铬镍铁合金制造，热导率 $k = 18\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$。板厚为 0.5mm。阳极烟气在换热器中的流速为 $3.494\text{m}^3/\text{s}$、温度为 900℃，另一流体侧阴极空气的流速为 $1.358\text{m}^3/\text{s}$、温度为 200℃。烟气和空气的入口绝对压力分别为 160kPa 和 200kPa。确定换热量、出口流体温度以及每侧流体的压降。对烟气采用空气的物性参数。

求解：

问题数据和简述：除了 $\delta_w = 0.5\text{mm}$，图例 9.1A 和图例 9.1B 提供了所有的芯体以及换热面的必要的几何信息。

图例 9.1B 给出了烟气和空气侧基本表面几何特征及其 j 和 f 数据，与运行条件一同列在下面。下标 g 和 a 分别表示烟气和空气侧。



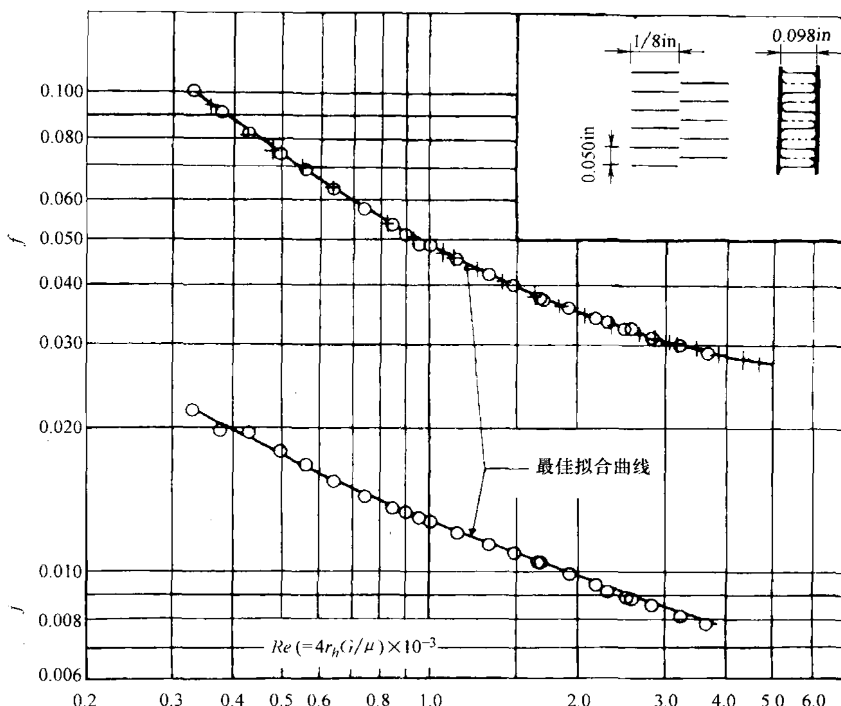
图例 9.1A 烟气—空气单通道交叉流换热器校核问题(摘自 Shah,1981)

$b_g = 2.49\text{mm}$ $D_{h,g} = 0.00154\text{m}$ $\beta_g = 2254\text{m}^2/\text{m}^3$ $\delta_g = 0.102\text{mm}$ $\left(\frac{A_f}{A}\right)_g = 0.785$

$b_a = 2.49\text{mm}$ $D_{h,a} = 0.00154\text{m}$ $\beta_a = 2254\text{m}^2/\text{m}^3$ $\delta_a = 0.102\text{mm}$ $\left(\frac{A_f}{A}\right)_a = 0.785$

$\dot{V}_g = 3.494\text{m}^3/\text{s}$ $T_{g,i} = 900℃$ $p_{g,i} = 160\text{kPa}$ $k_f = k_w = 18\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

$\dot{V}_a = 1.358\text{m}^3/\text{s}$ $T_{a,i} = 200℃$ $p_{a,i} = 200\text{kPa}$



烟气和空气侧表面

翅片密度 $=0.782\text{mm}^{-1}$ 板间距 $b=2.49\text{mm}$ 翅片错位长度 $\ell_s=3.18\text{mm}$ 水力直径 $D_h=0.00154\text{m}$

翅片金属厚度 $\delta=0.102\text{mm}$ 翅片面积/总面积 $A_\ell/A=0.785$ 总传热面积/板间体积 $\beta=2254\text{m}^2/\text{m}^3$

图例 9.1B 错位带形翅片表面 1/8-19.86 的基本表面特性(摘自 Kays 和 London, 1998)

确定：这一换热器的热负荷以及压降(烟气和空气两侧)。

假设：将 3.2.1 节中所列适用于板翅换热器的假设应用于此。

分析：我们按照上文所列步骤展开，首先进行传热面几何参数的计算。

表面几何特性：我们假设为了减小向外界传热的热损失，烟气侧和空气侧的通道数分别是 N_p 和 N_p+1。非流动方向高度(叠层高度)由下式给出。

$$L_3 = N_p b_g + (N_p+1) b_a + (2N_p+2)\delta_w$$

因此有

$$N_p = \frac{L_3 - b_a + 2\delta_w}{b_g + b_a + 2\delta_w} = \frac{1000\text{mm} - 2.49\text{mm} - 2 \times 0.5\text{mm}}{2.49\text{mm} + 2.49\text{mm} + 2 \times 0.5\text{mm}} = 166.6 \approx 167$$

其中，b 是翅片高度(板间距)，δ_w 是板厚。烟气以及空气侧的正面面积为

$$A_{fr,g} = L_2 L_3 = 0.3m \times 1.0m = 0.3m^2$$

$$A_{fr,a} = L_1 L_3 = 0.3m \times 1.0m = 0.3m^2$$

在每一流体侧换热器的板间体积为

$$V_{p,g} = L_1 L_2 (b_g N_p) = 0.3\text{m} \times 0.3\text{m} \times (2.49 \times 10^{-3}\text{m}) \times 167 = 0.03742\text{m}^3$$

$$V_{p,a} = L_1 L_2 b_a (N_p + 1) = 0.3\text{m} \times 0.3\text{m} \times (2.49 \times 10^{-3}\text{m}) \times 168 = 0.03765\text{m}^3$$

传热面积 A_g 和 A_a 为

$$A_g = \beta_g V_{p,g} = 2254\text{m}^2/\text{m}^3 \times 0.03742\text{m}^3 = 84.345\text{m}^2$$

$$A_a = \beta_a V_{p,a} = 2254\text{m}^2/\text{m}^3 \times 0.03765\text{m}^3 = 84.863\text{m}^2$$

由水力直径的定义，$D_h = 4A_o L/A$，计算最小自由流动面积。

$$A_{o,g} = \frac{(D_h A)_g}{4L_g} = \frac{0.00154\text{m} \times 84.345\text{m}^2}{4 \times 0.300\text{m}} = 0.1082\text{m}^2$$

$$A_{o,a} = \frac{(D_h A)_a}{4L_a} = \frac{0.00154\text{m} \times 84.863\text{m}^2}{4 \times 0.300\text{m}} = 0.1089\text{m}^2$$

最后，自由流动面积和正面面积之比为

$$\sigma_g = \frac{A_{o,g}}{A_{fr,g}} = \frac{0.1082\text{m}^2}{0.3m^2} = 0.361 \qquad \sigma_a = \frac{A_{o,a}}{A_{fr,a}} = \frac{0.1089\text{m}^2}{0.3m^2} = 0.363$$

平均温度和流体物性参数：为了计算每侧流体的平均温度，我们需要计算 C[⊖]。因为流量指定为入口温度下的容积流量，让我们首先计算烟气和空气的密度然后计算质量流量。

$$\rho_{g,i} = \frac{p_{g,i}}{\tilde{R}T_{g,i}} = \frac{160 \times 10^3\text{Pa}}{287.04\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \times (273.15 + 900.0)\text{K}} = 0.4751\text{kg}/\text{m}^3$$

$$\rho_{a,i} = \frac{p_{a,i}}{\tilde{R}T_{a,i}} = \frac{200 \times 10^3\text{Pa}}{287.04\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \times (273.15 + 200.0)\text{K}} = 1.4726\text{kg}/\text{m}^3$$

其中，$\tilde{R} = 287.04\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$是空气的气体常数。注意所有的温度为热力学温度。因此，质量流速为

$$\dot{m}_g = \dot{V}_g \rho_g = 3.494\text{m}^3/\text{s} \times 0.4751\text{kg}/\text{m}^3 = 1.66\text{kg}/\text{s}$$

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \rho_a = 1.358\text{m}^3/\text{s} \times 1.4726\text{kg}/\text{m}^3 = 2.00\text{kg}/\text{s}$$

⊖ 这是一个计算数值，目的是使向环境散热最小。

所以，由于对于空气(烟气)单位换热量随温度变化不是很强烈，烟气侧为 C_{min} 侧。现在对于交叉流换热器，假设 $\varepsilon=0.75$。然后应用换热器有效度的定义[式(9.9)和式(9.10)]，我们有

$$T_{g,o}=T_{g,i}-\varepsilon(T_{g,i}-T_{a,i})=900℃-0.75(900-200)℃=375.0℃$$

$$T_{a,o}\approx T_{a,i}+\varepsilon\left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a}\right)(T_{g,i}-T_{a,i})=200℃+0.75\times\left(\frac{1.66\text{kg/m}^3}{2.0\text{kg/m}^3}\right)(900-200)℃$$
$$=635.8℃$$

注意为了确定 $T_{a,o}$，我们进行了第一次近似 $c_{p,a}\approx c_{p,g}$。因为 $C^*=\dfrac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a}=0.83$，我们将采用由式(9.8)给出的算术平均温度作为每一侧流体的相应的近似平均温度。

$$T_{g,m}=\frac{(900.0+375.0)℃}{2}=637.5℃=910.65\text{K}$$

$$T_{a,m}=\frac{(200.0+635.8)℃}{2}=417.9℃=691.05\text{K}$$

由于不知道烟气的组成成分，我们将烟气和空气均视为干空气。参看任何物性参数的资料(见附录A)都可以查到空气的物性参数。

	μ/ (Pa·s)	c_p/[kJ/(g·K)]	Pr	$Pr^{2/3}$
637.5℃烟气	40.1×10^{-6}	1.122	0.731	0.811
417.9℃空气	33.6×10^{-6}	1.073	0.694	0.784

质量流速、雷诺数、j 和 f 因子为

$$G_g=\frac{\dot{m}_g}{A_{o,g}}=\frac{1.66\text{kg/s}}{0.1082\text{m}^2}=15.342\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\qquad Re_g=\left(\frac{GD_h}{\mu}\right)_g=\frac{15.342\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times0.00154\text{m}}{0.0000401\text{Pa}\cdot\text{s}}=589$$

$$G_a=\frac{\dot{m}_a}{A_{o,a}}=\frac{2.0\text{kg/s}}{0.1089\text{m}^2}=18.365\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\qquad Re_a=\left(\frac{GD_h}{\mu}\right)_a=\frac{18.365\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times0.00154\text{m}}{0.0000336\text{Pa}\cdot\text{s}}=842$$

我们根据 Kays 和 London 所提供的表列数据的曲线拟合得到的 j 和 f 值如下，其他的来源包括图例9.1B的图表数据或者文献中的推广的关联式，如7.5.3.1节所给出的。

参数 / 气体	Re	j	f
烟气	589	0.0170	0.0669
空气	842	0.0134	0.0534

由雷诺数可知，烟气和空气侧的流动都为层流，由表7.12可知，因为 $n=$

0，所以 j 的修正系数为1。但是根据表7.12，因为 $m \neq 0$，所以 f 的修正系数不为1。在计算得到壁面温度 T_w 后，我们将确定这个修正系数。

传热系数以及翅片效率：按照 j 因子的定义，我们以如下方式计算传热系数。

$$h_g = \left(\frac{jGc_p}{Pr^{2/3}}\right)_g = \frac{0.0170 \times 15.342\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)} \times (1.122 \times 10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}{0.811}$$

$$= 360.83\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$h_a = \left(\frac{jGc_p}{Pr^{2/3}}\right)_a = \frac{0.0134 \times 18.365\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)} \times (1.073 \times 10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}{0.784}$$

$$= 336.81\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

现在让我们计算空气和烟气侧的翅片效率。因为烟气和空气侧的翅片均为错位条式翅片，我们将式(4.147)中的 L_f 替换为 l_s，从而考虑翅片边沿外露面积为

$$m_g = \left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1 + \frac{\delta}{l_s}\right)\right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2 \times 360.83\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}{18\text{W/(m}\cdot\text{K)} \times (0.102 \times 10^{-3})\text{m}}\left(1 + \frac{0.102\text{mm}}{3.175\text{mm}}\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 634.94\text{m}^{-1}$$

$$m_a = \left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1 + \frac{\delta}{l_s}\right)\right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2 \times 336.81\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}{18\text{W/(m}\cdot\text{K)} \times (0.102 \times 10^{-3})\text{m}}\left(1 + \frac{0.102\text{mm}}{3.175\text{mm}}\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 615.37\text{m}^{-1}$$

$$l_a = l_g \approx \frac{b}{2} - \delta = \left(\frac{2.49\text{mm}}{2} - 0.102\text{mm}\right) = 1.143\text{mm} = 0.00114\text{m}$$

因此有

$$\eta_{f,g} = \frac{\tanh(ml)_g}{(ml)_g} = \frac{\tanh(636.94\text{m}^{-1} \times 0.00114\text{m})}{636.94\text{m}^{-1} \times 0.00114\text{m}} = 0.8581$$

$$\eta_{f,a} = \frac{\tanh(ml)_a}{(ml)_a} = \frac{\tanh(615.37\text{m}^{-1} \times 0.00114\text{m})}{615.37\text{m}^{-1} \times 0.00114\text{m}} = 0.8657$$

总体传热面的效率为

$$\eta_{o,g} = \left[1 - (1 - \eta_f)\frac{A_f}{A}\right]_g = 1 - (1 - 0.8581) \times 0.785 = 0.8886$$

$$\eta_{o,a} = \left[1 - (1 - \eta_f)\frac{A_f}{A}\right]_a = 1 - (1 - 0.8657) \times 0.785 = 0.8946$$

需要指出的是空气侧端部通道的翅片导热长度 l 是 b 而不是 $b/2 - \delta$。这会降低端部通道的翅片效率。然而，考虑所有空气侧通道时，它对加权平均翅片效率影响较小。因而我们在此忽略这一影响。而在计算机程序中可很方便加入这一影响。

壁面热阻以及总体热导：为了确定 R_w，应有壁面导热面积 A_w 为

$$A_w = L_1L_2(2N_p + 2) = 0.3\text{m} \times 0.3\text{m} \times (2 \times 167 + 2) = 30.24\text{m}^2$$

所以有

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w A_w} = \frac{0.5\times10^{-3}\mathrm{m}}{18\mathrm{W/(m\cdot K)}\times30.24\mathrm{m}^2} = 9.186\times10^{-7}\mathrm{K/W}$$

对于气—气换热器污垢的影响非常之小，我们将其忽略。由式(9.16)，$1/UA$ 为

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o hA)_c}$$

$$= \frac{1}{0.8886\times360.83\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\times84.345\mathrm{m}^2} + 9.186\times10^{-7}\mathrm{K/W} + \frac{1}{0.8946\times336.81\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\times84.863\mathrm{m}^2}$$

$$= \frac{1}{27043.8\mathrm{W/K}} + 9.186\times10^{-7}\mathrm{K/W} + \frac{1}{25570.1\mathrm{W/K}}$$

$$= 0.3698\times10^{-4}\mathrm{K/W} + 9.186\times10^{-7}\mathrm{K/W} + 0.3911\times10^{-4}\mathrm{K/W}$$

$$= 0.77009\times10^{-4}\mathrm{K/W}$$

$$UA = 12985\mathrm{W/K}$$

NTU、换热器有效度以及出口温度。为了确定 *NTU* 和有效度 ε，首先计算 C_g 和 C_a。

$$C_g = (\dot{m}c_p)_g = 1.66\mathrm{kg/s}\times[1.122\times10^3\mathrm{J/(kg\cdot K)}] = 1863\mathrm{W/K}$$

$$C_a = (\dot{m}c_p)_a = 2.00\mathrm{kg/s}\times[1.073\times10^3\mathrm{J/(kg\cdot K)}] = 2146\mathrm{W/K}$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_g}{C_a} = \frac{1863\mathrm{W/K}}{2146\mathrm{W/K}} = 0.868$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{12985\mathrm{W/K}}{1863\mathrm{W/K}} = 6.970$$

对于 $NTU = 6.970$ 以及 $C^* = 0.868$，由表 3.3 中表达式，两流体均不掺混的交叉流换热器有效度为 $\varepsilon = 0.8328$。

这个有效度高于一般情况下应用于交叉流换热器的有效度。选择此假想例子产生较大 ε 的目的是为了说明如何考虑壁面纵向导热的影响。现在我们计算由纵向导热作用所引起的有效度 ε 的减少量 $\Delta\varepsilon$。让我们首先计算壁面纵向导热的导热横截面积。

$$A_{k,g} = 2N_p L_a \delta_w = 2\times167\times0.3\mathrm{m}\times0.5\times10^{-3}\mathrm{m} = 0.0501\mathrm{m}^2$$

$$A_{k,a} = (2N_p + 2)L_g\delta_w = (2\times167+2)\times0.3\mathrm{m}\times0.5\times10^{-3}\mathrm{m} = 0.0504\mathrm{m}^2$$

烟气侧和空气侧的纵向导热参数为

$$\lambda_h = \lambda_g = \left(\frac{k_w A_k}{LC}\right)_g = \frac{18\mathrm{W/(m\cdot K)}\times0.0501\mathrm{m}^2}{0.3\mathrm{m}\times1863\mathrm{W/K}} = 0.0016$$

$$\lambda_c = \lambda_a = \left(\frac{k_w A_k}{LC}\right)_a = \frac{18\mathrm{W/(m\cdot K)}\times0.0504\mathrm{m}^2}{0.3\mathrm{m}\times2146.4\mathrm{W/K}} = 0.0014$$

除了已经确定的 $NTU = 6.97$ 以及 $C_c/C_h = 0.868$ 外，为了计算 $\Delta\varepsilon$ 还需要的数据为

$$\frac{(\eta_o hA)_h}{(\eta_o hA)_c}=\frac{27043.8\text{W/K}}{25570.1\text{W/K}}=1.06 \qquad \frac{\lambda_c}{\lambda_h}=\frac{0.0016}{0.0014}=1.14$$

利用表4.1中所列结果并使用插值计算，发现$\Delta\varepsilon/\varepsilon\approx0.002$。因此$\Delta\varepsilon=0.0017$，所以换热器真正有效度为

$$\varepsilon_{actual}=0.8328-0.0017=0.8311$$

换热量q为

$$q=\varepsilon(T_{g,i}-T_{a,i})C_{\min}=0.8311\times(900-200)℃\times1863\text{W/K}=1083.8\times10^3\text{W}$$

出口温度为

$$T_{g,o}=T_{g,i}-\frac{q}{C_g}=900℃-\frac{1083.8\times10^3\text{W}}{1863\text{W/K}}=318.3℃=591.5\text{K}$$

$$T_{a,o}=T_{a,i}+\frac{q}{C_a}=200℃+\frac{1083.8\times10^3\text{W}}{2146\text{W/K}}=705.0℃=978.2\text{K}$$

因为所得出的出口温度和初始假设用于确定流体物性参数的温度不同，所以利用在新的平均温度下的流体物性再进行两次迭代。C^*、NTU、ε、$T_{g,o}$和$T_{a,o}$的值分别为：0.857、7.082、0.8382、314.4℃和701.9℃，第三次迭代之后分别为0.857、7.079、0.8381、314.5℃和701.8℃。

压降：利用式(9.20)计算每一侧流体的压降。利用理想气体状态方程计算密度。

参数 / 气体	T_i/K	T_o/K	ρ_i/(kg/m³)	ρ_o/(kg/m³)	ρ_m/(kg/m³)
烟气	1173	591.5	0.4751	0.9424	0.6318
空气	473	978.2	1.4726	0.7123	0.9602

注意：我们认为烟气和空气的出口压力分别是160kPa和200kPa，这是因为芯体的压降通常很小，因此在第一次迭代时忽略掉。最后一栏的密度是按照式(9.18)得出的调和平均值。

现在让我们确定K_c和K_e。烟气侧和空气侧均为错位条式翅片。在这样的翅片结构中，由于频繁的边界层作用，流动混合较好并可以视为雷诺数很大($Re\to\infty$)。矩形通道的高宽比，高/宽$=2.49/(1/0.615-0.15)=1.15$。在$Re\to\infty$时，图6.3中平行板和矩形通道结构的曲线是相同的。我们采用任一结构按照$\sigma_a=0.36$确定K_c和K_e。

$$K_c=0.36 \qquad K_e=0.42$$

在我们计算压降之前，我们需要使用7.6.1节中的方法将物性随温度变化的因素考虑进来以修正等温摩擦因子。考虑式(9.11)表明我们需要计算流体整体平均温度和壁温。基于最后出口温度，烟气和空气侧的平均温度为

$$T_{g,m}=\frac{(900+318.3)℃}{2}=609.2℃=882.4\text{K}$$

$$T_{a,m}=\frac{(200+705.0)℃}{2}=452.5℃=725.7\text{K}$$

烟气和空气侧的热阻为

$$R_g=\frac{1}{(\eta_o hA)_h}=0.3698\times10^{-4}\text{K/W}\quad R_a=\frac{1}{(\eta_o hA)_a}=0.3911\times10^{-4}\text{K/W}$$

$$\frac{R_g}{R_a}=0.946$$

如果我们忽略传热壁热阻，则有

$$q=\frac{T_{g,m}-T_w}{R_g}=\frac{T_w-T_{a,m}}{R_g}$$

所以有

$$T_w=\frac{T_{g,m}+\left(\frac{R_g}{R_a}\right)T_{a,m}}{1+\left(\frac{R_g}{R_a}\right)}=\frac{609.2℃+0.946\times452.5℃}{1+0.946}=533.0℃=806.2\text{K}$$

因为烟气被冷却，利用式(9.11)，由表7.12可知指数 $m=0.81$，所以有

$$f=f_{cp}\left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m=0.0669\left(\frac{806.2\text{K}}{882.4\text{K}}\right)^{0.81}=0.0622$$

现在让我们利用式(9.20)计算压降。

$$\Delta p_g=\frac{[15.342\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2\times1\times0.4751\text{kg/m}^3}\Bigg[(1-0.361^2+0.36)+2\left(\frac{0.4751\text{kg/m}^3}{0.9424\text{kg/m}^3}-1\right)+\frac{0.0622\times0.3\text{m}\times0.4751\text{kg/m}^3}{\left(\frac{0.00154}{4}\right)\text{m}\times0.6318\text{kg/m}^3}-(1-0.361^2-0.42)\left(\frac{0.4751\text{kg/m}^3}{0.9424\text{kg/m}^3}\right)\Bigg]$$

$$=247.71\text{Pa}\times(1.2297-0.9917+36.4465-0.2267)$$

$$=247.71\text{Pa}\times36.4578=9031\text{Pa}=9.031\text{kPa}$$

$$\Delta p_a=\frac{[18.365\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2\times1\times1.4726\text{kg/m}^3}\Bigg[(1-0.363^2+0.36)+2\left(\frac{1.4726\text{kg/m}^3}{0.7123\text{kg/m}^3}-1\right)+\frac{0.0593\times0.3\text{m}\times1.4726\text{kg/m}^3}{\left(\frac{0.00154}{4}\right)\text{m}\times0.9602\text{kg/m}^3}-(1-0.363^2-0.42)\left(\frac{1.4726\text{kg/m}^3}{0.7123\text{kg/m}^3}\right)\Bigg]$$

$$=114.51\text{Pa}\times(1.2282+2.1348+70.8660-0.9267)$$

$$=114.51\text{Pa}\times73.3023=8394\text{Pa}=8.394\text{kPa}$$

用这些压降值，出口压力再次被计算出，然后用所对应的出口密度值，再次计算

压降。第二次迭代之后，烟气和空气侧的压降值分别为 9.571kPa 和 8.776kPa，第三次迭代之后的值分别为 9.050kPa 和 8.75kPa。

讨论和注释：如上所述，校核交叉流换热器的计算流程是直截了当的，并且展示了如何将前一章的信息用于换热器性能的确定。注意本次计算默认了一些假设。举例来说，在翅片效率计算时认为板与翅片之间是理想完美焊接的。制造出来的换热器在性能方面不可避免或多或少地与预计的有所不同，不同的程度决定于设计者将较弱的假设结合到设计流程的能力。

9.2.2 尺寸设计问题

尺寸设计问题更困难一些。许多起初的关于换热器类型以及每一流体侧基本结构的选择的结论主要是根据经验(包括经验法则和工程经验判定)，以及运行条件、维护、制造能力和换热器的期望寿命。第 2 章中涉及到了其中的一些问题。在第 10 章中我们将讨论换热器类型的选择、流动布置和传热面结构等。有了这些已知输入信息，尺寸设计问题就归结为确定满足特定传热以及压降性能要求的芯体尺寸或换热器尺寸。当然，人们可以通过有意指定尺寸，从而化为校核问题处理，然后比较计算的性能和指定的性能。这类求解方法通常用在管壳式换热器和再生器中应用，因为对它们要考虑复杂的泄漏和旁流的影响。然而，泄漏和旁流对板翅和管翅式换热器没有明显影响，除了分别考虑 j 和 f 与 Re 的特征关系外，在流体每一侧改进表面特性的输入参数，使其包括 j 和 f 与 Re 的关系，则可使求解方法更为简单直接，收敛更快。传热和流体阻力共同出现在 Kays 和 London 提出的芯体质量流速方程的推导中。一旦芯体的质量流速确定，尺寸设计问题的求解就可以像 9.2.1 节讨论的校核问题那样通过迭代完成。

9.2.2.1 芯体质量流速方程

传热和压降的耦合可以通过如下确定的芯体质量流速方程实现。由要求的热负荷(由此可得换热器有效度)和已知的每侧流体的热容量(已知 C^*)及选定的换热器的流动布置，即可确定换热器的整体 NTU。由式(9.21)给出总体热导的第一阶近似值。

$$\frac{1}{UA} \approx \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_c} \tag{9.21}$$

在此我们忽略了传热壁和污垢的热阻。总体的 NTU 和每边的 ntu_h 和 ntu_c 具有如下联系[参见式(3.67)]。

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{ntu_h\left(\dfrac{C_h}{C_{min}}\right)} + \frac{1}{ntu_c\left(\dfrac{C_c}{C_{min}}\right)} = \frac{C^*}{ntu_g} + \frac{1}{ntu_a} \tag{9.22}$$

其中，第二个等式成立的条件是 $C_c = C_{min}$。

按照已知的 NTU，我们需要通过此方程按照以往经验(或者估计)确定 ntu_h

和 ntu_c。如果两侧同为气体或者同为液体，人们可以认为设计是“平衡”的(即热阻近似均等地分布在冷热两侧)。这样有 $C_h \approx C_c$，以及有

$$ntu_h \approx ntu_c \approx 2NTU \tag{9.23}$$

另一情况是，如果一侧为流体，一侧为气体，则认为10%的热阻在液体侧。

$$0.1\left(\frac{1}{UA}\right)=\frac{1}{(\eta_o hA)_{liq}} \tag{9.24}$$

设 $C_c = C_{gas} = C_{\min}$和 $C_h = C_{liq}$，将式(9.24)代入式(9.21)，我们可以确定 ntu_{gas}并随之将其代入式(9.22)，有

$$ntu_{gas}=1.11NTU \quad ntu_{liq}=10C^* \cdot NTU \tag{9.25}$$

应用式(7.31)和式(7.33)可得两侧流体 ntu 和 Colburn j 因子的关系为

$$ntu=\frac{\eta_o hA}{\dot{m}c_p}=\eta_o\frac{h}{Gc_p}\frac{A}{A_o}=\eta_o j\,Pr^{-\frac{2}{3}}\frac{A}{A_o}=\eta_o\,j\,Pr^{-\frac{2}{3}}\frac{L}{r_h} \tag{9.26}$$

每一流体侧的压降由式(9.20)给出。将式(9.26)中的$\frac{L}{r_h}$代入式(9.20)并简化，则 G 简化为

$$G=(2g_c\Delta P)^{\frac{1}{2}}\left[\frac{f}{j}\frac{ntu}{\eta_o}Pr^{\frac{2}{3}}\left(\frac{1}{\rho}\right)_m+2\left(\frac{1}{\rho_o}-\frac{1}{\rho_i}\right)+(1-\sigma^2+K_c)\frac{1}{\rho_i}-(1-\sigma^2-K_e)\frac{1}{\rho_o}\right]^{-\frac{1}{2}} \tag{9.27}$$

式(9.27)比 Kays 和 London 提出的芯体质量流速方程更具有普遍性，后者只是考虑了式(9.27)括号中的第一项。因为式(9.27)括号中的后三项的贡献很小，按照已经提到的其他近似方法，它们可以被忽略掉。这样式(9.27)变为

$$G=\left[\frac{2g_c}{\left(\frac{1}{\rho}\right)_m Pr^{\frac{2}{3}}}\frac{\eta_o\Delta P}{ntu}\left(\frac{j}{f}\right)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{9.28}$$

式(9.28)就是芯体质量流速方程。使得这个方程如此有用的原因是对于大多数扩展表面来说，比值 j/f 是雷诺数的相对弱的函数(参看 Kays 和 London,1998,图2-41,以及图例9.2)。因此，在 Re 的运行范围内可以容易地估计出具有相当精度的 j/f 值。同时，对于“好的设计”，选择的翅片结构应保证 η_o 在70%~90%范围内或更高。所以在对式(9.28)的第一阶近似中，应假设 $\eta_o \approx 80\%$，除非由以往经验知道更精确的值。公式中其他的信息都是已知的或者可以由给定的信息计算得到。因此，可以由式(9.28)计算出 G 的第一阶近似值。这样，有了 G 的这个估计值，设计问题的迭代求解就会相对较快地收敛。

如下文关于单通道逆流和交叉流换热器的描述，我们应用式(9.28)于尺寸设计问题的第一次迭代过程中。

9.2.2.2 单通道逆流换热器的尺寸设计

现在我们介绍满足指定传热以及压降要求的确定逆流换热器芯体尺寸的详细过程。对于具有任何结构的单通道逆流换热器，如果芯体尺寸在一侧被确定，那么另一侧的芯体尺寸也被确定(除了通道高度)。因此，这类设计问题是求解压降要求更严格的那一侧的尺寸。这种方法也适用于 $C^* \approx 0$ 的换热器，例如气—液或者相变流体换热器。在这种情况下，热阻主要存在于气体侧并且这一侧的压降也更为关键。因此，芯体尺寸的获得是基于气体侧的 Δp 和 ntu_{gas}。然后，再选择另一侧的尺寸从而保证计算所得的压降在要求的 Δp 之内(即 $\Delta p_{calculate} \leq \Delta p_{specified}$)。因此，无论对逆流或者 $C^* \approx 0$ 的换热器，芯体尺寸的计算都主要侧重在对压降有更严格要求的那一侧。下面是每一步的求解过程。

1）计算每一侧流体的平均温度以及物性参数，对于给定的热负荷，视流体1为热流体。由下面方程确定流体出口温度。

$$q = (\dot{m}c_p)_1(T_{1,i} - T_{1,o}) = (\dot{m}c_p)_2(T_{2,o} - T_{2,i}) \tag{9.29}$$

如果换热器有效度已知，则用式(9.9)和式(9.10)计算出口温度。对于第一次迭代，估计 c_p 的值并利用式(9.29)计算出口温度。然后按照9.1.2节介绍的流程或者表9.1来计算两侧流体的平均温度。利用这些平均温度，确定 c_p 的新值，为保险起见再一次迭代确定出口温度。然后，确定每侧流体的 μ、c_p、k、Pr 和 ρ。

2）计算 C^* 和 ε(如果 q 给定)，根据所选流动布置的表格和图解，用 ε—NTU 表达式计算 NTU[式(3.86)用于逆流]。纵向导热的影响即使有，在第一次迭代时也不考虑，这是因为我们还不知道换热器的尺寸。

3）按照讨论式(9.23)和式(9.25)的近似方法确定每侧流体的 ntu，除非其可以根据以往的经验用另外的方法确定。

4）对选择的每侧流体传热面的类型，根据其表面特性作 j/f—Re 曲线，在完整的雷诺数范围内得到 j/f 的近似平均值；j/f 的值没有必要很精确，因为我们作了很多近似以便得到 G 的第一阶近似值。如果装有翅片，假设 $\eta_o = 0.8$，除非根据以往经验可以得到更精确的值。

5）根据第1)~4)步的数据以及给定的 Δp，用式(9.28)计算每个流体侧的 G 值。

6）计算雷诺数 Re，根据每侧换热面所给的设计数据确定每侧流体的 j 和 f 因子。这些设计数据可以是图或与表格数据所对应的拟合曲线，或者是扩展的经验方程。

7）用式(9.13)~式(9.15)计算 h、η_f 和 η_o。对于第一次迭代，按照由式(3.24)导出的下面的公式来计算流体1侧的 U_1。

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{(\eta_o h)_1} + \frac{1}{(\eta_o h_f)_1} + \frac{\frac{\alpha_1}{\alpha_2}}{(\eta_o h_f)_2} + \frac{\frac{\alpha_1}{\alpha_2}}{(\eta_o h)_2} \tag{9.30}$$

其中，$\alpha_1/\alpha_2 = A_1/A_2$，$\alpha = A/V$，$V$ 是换热器的总体积，下标 1 和 2 分别代表流体 1 和 2 侧。对于板翅式换热器，通过式(8.96)和式(8.97)可得 α 和 β 的关系式，β 通常由传热面的基本特征确定。

$$\alpha_1 = \frac{b_1\beta_1}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \quad \alpha_2 = \frac{b_2\beta_2}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \tag{9.31}$$

注意式(9.30)中的传热壁热阻在第一次迭代时忽略，因为我们还不知道换热器的尺寸(即 A_w/A_1 未知)。在第二次以及以后的迭代中 U_1 用下式计算。

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{(\eta_o h)_1} + \frac{1}{(\eta_o h_f)_1} + \frac{\delta_w A_1}{k_w A_w} + \frac{\frac{A_1}{A_2}}{(\eta_o h_f)_2} + \frac{\frac{A_1}{A_2}}{(\eta_o h)_2} \tag{9.32}$$

其中，所需的面积比 A_1/A_2 和 A_1/A_w 由前面迭代计算出的几何结构确定。

8) 现在计算芯体尺寸。在第一次迭代中，采用第2)步计算的 NTU。在接下来的迭代中，计算纵向导热参数 λ。利用已知的 ε、C^* 和 λ，用式(4.15)或者式(4.20)计算正确的 NTU。然后根据 NTU，结合第7)步得到的 U_1 和已知的 $C_{\min}$，确定 A_1。

$$A_1 = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U_1} \tag{9.33}$$

从而有

$$A_1 = \frac{A_2}{A_1} \qquad A_1 = \frac{\alpha_2}{\alpha_1}A_1 \tag{9.34}$$

由已知的 $\dot{m}$ 和 G，可得自由流动面积 A_o 为

$$A_{o,1} = \left(\frac{\dot{m}}{G}\right)_1 \qquad A_{o,2} = \left(\frac{\dot{m}}{G}\right)_2 \tag{9.35}$$

所以有

$$A_{fr,1} = \frac{A_{o,1}}{\sigma_1} \qquad A_{fr,2} = \frac{A_{o,2}}{\sigma_2} \tag{9.36}$$

其中，σ_1 和 σ_2 通常由传热面给出或者由给定的几何参数利用式(8.94)和式(8.95)按下式计算得出。

$$\sigma_1 = \frac{\frac{b_1\beta_1 D_{h,1}}{4}}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} = \frac{\alpha_1 D_{h,1}}{4} \quad \sigma_2 = \frac{\frac{b_2\beta_2 D_{h,2}}{4}}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} = \frac{\alpha_2 D_{h,2}}{4} \tag{9.37}$$

其中，第二个等号后的项由式(9.31)中 α 的定义给出。在单通道逆流换热器中，$A_{fr,1}$和 $A_{fr,2}$是等同的，但由式(9.36)计算出的却不一定相同。在这样的情况下，采用其中的大者。最后，流动方向的芯体长度 L 通过每一侧所采用的传热面的水力直径的定义给出。

$$L = \left(\frac{D_h A}{4A_o}\right)_1 = \left(\frac{D_h A}{4A_o}\right)_2 \tag{9.38}$$

任何一个公式计算出的 L 值是相同的，这一点可由式(9.34)、式(9.36)和式(9.37)在 $A_{fr,1}=A_{fr,2}$时给出。一旦正面面积确定了，任何换热器宽度和长度的选择(乘积与正面面积相等)在理论上都是正确的。如果对于换热器的尺寸有任何限制，那么就应按照限制选择正面面积尺寸。同时，从顶盖设计和流动布置的观点来看，选择的正面面积尺寸要尽量减小不均匀程度，相关讨论见第 12 章。

9）考虑变物性影响对 f 因子进行修正后，按类似校核问题的第 8)步(参见 9.2.1 节)的类似方法计算每侧流体压降。

10）如果计算出的 Δp 在要求的范围内并且与之接近，则尺寸设计问题求解完成。此时可进一步修正芯体尺寸，比如满足流动通道个数是整数的要求。否则，利用式(9.27)计算两流体侧 G 的新值，其中 Δp 是输入指定的值，f、K_c、K_e 以及几何尺寸则由前一次迭代给出。

11）反复迭代第 6)到第 10)步，直到传热和压降满足指定的要求。对于气—气换热器，很可能只有一侧压降(最关键的一侧)与所要求的压降匹配，而另一侧则会低于要求值。只需要迭代两到三次就可以使换热器的最终尺寸收敛在 1%或者要求的精度内。

12）如果纵向导热影响较大，就要用式(4.13)计算纵向导热参数 λ，然后按照 4.1.2 节中的 ε 公式(结果)迭代计算出 NTU。然后利用 NTU 的这一新值在第 8)步中进行第二次或者更多次的迭代。

9.2.2.3 单通道交叉流换热器的尺寸设计问题

对于交叉流换热器，确定一流体侧的芯体尺寸(A_{fr}和 L)不能界定另一流体侧的尺寸。在这种情况下，尺寸设计问题要同时在两侧进行。求解流程与 9.2.2.2 节给出的很接近，详细步骤介绍如下。

1）按照 9.2.2.2 节的第 1)到第 5)步确定每一侧的 G。

2）按照 9.2.2.2 节的第 6)到第 8)步计算 A_1、A_2、$A_{o,1}$、$A_{o,2}$、$A_{fr,1}$和 $A_{fr,2}$。

3）现根据每一流体侧所采用的传热面的水力直径的定义，按下式计算每一流体侧(图例 9.1A)流体流动长度。

$$L_1=\left(\frac{D_hA}{4A_o}\right)_1 \qquad L_2=\left(\frac{D_hA}{4A_o}\right)_2 \tag{9.39}$$

因为 $A_{fr,1}=L_2L_3$，$A_{fr,2}=L_1L_3$，我们得到

$$L_3=\frac{A_{fr,1}}{L_2} \qquad L_3=\frac{A_{fr,2}}{L_1} \tag{9.40}$$

因此在已知 L_1 或 L_2 的情况下，按照 $A_{fr,1}$或 $A_{fr,2}$的定义可以确定非流动方向(叠层)高度 L_3，并且两种方法得到的值应相等。实际中，由于计算舍入误差，两种方法得到的结果可能稍有差异。如果是这样，可取 L_3 的平均值。

4）现按照 9.2.2.2 节的第 9)和第 10)步计算每个流体侧的 Δp。如果一侧的

Δp 和要求值不相符(即远高于要求值)，则需按 9.2.2.2 节中介绍的第 10)步计算两流体侧的新的 G 值。

5) 返复迭代第 1)到第 4)步直到传热以及压降在期望的精度内满足要求。

6) 如果纵向导热的影响较大，那么应按照 4.1.4 节介绍的流程，基于前一迭代确定的芯体几何结构和输入的运行条件，计算纵向导热参数 λ_h、λ_c 以及其他相应的量纲为一参数。然后，按照 4.1.4 节所给的 ε 结果迭代计算 NTU。而后，将此 NTU 用于 9.2.2.2 节中的第 8)步。

需要强调的是，因为我们对换热器尺寸没加任何的限制，上面流程可得到所选传热面的 L_1、L_2 和 L_3 的唯一解，从而此设计在理论上精确满足两流体侧的传热和压降要求。

例 9.2　考虑例 9.1 中校核问题的换热器。设计一台气—气单通道交叉流换热器，其有效度 $\varepsilon=0.8381$，烟气和空气的入口温度分别是 900℃和 200℃，质量流量分别是 1.66kg/s 和 2.00kg/s。烟气和空气允许压降分别为 9.05kPa 和 8.79kPa。烟气和空气的入口绝对压力分别为 160kPa 和 200kPa。图例 9.1B 表示了烟气和空气侧错位条形翅片传热面特征。所有的翅片和板(隔板)都采用铬镍铁合金 625[其热导率为 $k=18\mathrm{W/(m\cdot K)}$]。板厚为 0.5mm。确定此换热器的芯体尺寸。

求解：

问题数据和简述：

下面是为交叉流换热器的尺寸设计提供的信息。

$$\varepsilon=0.8381\quad \Delta p_g=9.05\mathrm{kPa}\quad \Delta p_a=8.79\mathrm{kPa}$$

图例 9.1B 给出了烟气和空气侧传热面的基本几何参数及其 j 和 f 数据。几何和工作参数为

$$b_g=2.49\mathrm{mm}\quad D_{h,g}=0.00154\mathrm{m}\quad \beta_g=2254\mathrm{m^2/m^3}\quad \delta_g=0.102\mathrm{mm}\quad \left(\frac{A_f}{A}\right)_g=0.785$$

$$b_a=2.49\mathrm{mm}\quad D_{h,a}=0.00154\mathrm{m}\quad \beta_a=2254\mathrm{m^2/m^3}\quad \delta_a=0.102\mathrm{mm}\quad \left(\frac{A_f}{A}\right)_a=0.785$$

$$\dot{m}_g=1.66\mathrm{kg/s}\quad T_{g,i}=900℃\quad p_{g,i}=160\mathrm{kPa}\quad k_f=k_w=18\mathrm{W/(m\cdot K)}$$

$$\dot{m}_a=2.0\mathrm{kg/s}\quad T_{a,i}=200℃\quad p_{a,i}=200\mathrm{kPa}$$

确定：计算满足指定有效度(热负荷)和压降的换热器的长、宽和高。

假设：引用 3.2.1 节所列的关于板翅式换热器的假设。忽略纵向导热影响，视烟气为空气以确定其流动特性。

分析：我们将按照 9.2.2.3 节所列步骤求解。

出口温度：为了由已知的 ε 确定出口温度，我们首先要知道哪一侧流体是 $C_{\min}$ 侧。因为 $\dot{m}_a>\dot{m}_g$，所以烟气侧为 $C_{\min}$ 侧。假设第一次迭代时烟气和空气的比热容是相等的($c_{p,a}=c_{p,g}$)，由式(9.9)和式(9.10)，我们得到

$$T_{g,o}=T_{g,i}-\varepsilon(T_{g,i}-T_{a,i})=900℃-0.8381\times(900-200)℃=313.3℃$$

$$T_{a,o}\approx T_{a,i}+\varepsilon\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a}(T_{g,i}-T_{a,i})=200℃+0.8381\times0.83\times(900-200)℃=686.9℃$$

在我们确定了流体的特性后，还要对 $T_{a,o}$进行修正。

流体物性参数：因为 $C^*=\dot{m}_g/\dot{m}_a=0.83$，我们将利用算术平均温度确定流体的物性参数。

$$T_{g,m}=\frac{900℃+313.3℃}{2}=606.7℃=879.8\text{K}$$

$$T_{a,m}=\frac{200℃+686.9℃}{2}=443.5℃=716.6\text{K}$$

烟气和空气在这些温度下的 c_p 值分别为 1.117J/(kg · K)和 1.079J/(kg · K)。因此，应用式(9.9)，修正的 $T_{a,o}$值如下。

$$T_{a,o}=T_{a,i}+\varepsilon\left(\frac{\dot{m}_g c_{p,g}}{\dot{m}_a c_{p,a}}\right)(T_{g,i}-T_{a,i})$$

$$=200℃+0.8381\left[\frac{1.66\text{kg/s}\times1.117\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}}{2.00\text{kg/s}\times1.079\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}}\right](900-200)℃=704.1℃$$

从而修正后的 $T_{a,m}$为

$$T_{a,m}=\frac{704.1℃+200℃}{2}=452.0℃=725.2\text{K}$$

空气在 725.2K 时的比热容为 1.081kJ/(kg · K)，和前面的值 1.079kJ/(kg · K)的差可以忽略不计，因此没有必要再进行迭代。空气在 $T_{g,m}=879.8\text{K}$ 和 $T_{a,m}=725.2\text{K}$ 时的物性参数如下。

参数 / 气体	μ/(Pa · s)	c_p/[kJ/(kg · K)]	Pr	$Pr^{\frac{2}{3}}$
879.8K 的烟气	39.3×10^{-6}	1.117	0.721	0.804
725.2K 的空气	34.7×10^{-6}	1.081	0.692	0.782

烟气入口和出口处的密度分别在 160kPa 和 150.95kPa 下确定。空气入口和出口处的密度分别在 200kPa 和 191.21kPa 下确定。由式(9.18)得平均密度。

参数 / 气体	T_i/K	T_o/K	ρ_i/(kg/m^3)	ρ_o/(kg/m^3)	ρ_m/(kg/m^3)
烟气	1173.2	586.5	0.4751	0.8966	0.6212
空气	473.2	977.2	1.4726	0.6817	0.9319

C^* 和 NTU：按照前面的 c_p 值以及给定的流量，我们计算得到

$$C_g=(\dot{m}c_p)_g=1.66\text{kg/s}\times(1.117\times10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}=1854\text{W/K}$$

$$C_a=(\dot{m}c_p)_a=2.00\text{kg/s}\times(1.081\times10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}=2162\text{W/K}$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1854\,\mathrm{W/K}}{2162\,\mathrm{W/K}} = 0.858$$

忽略纵向导热，对两侧流体均不掺和的交叉流换热器，由 $\varepsilon = 0.8381$，$C^* = 0.858$ 和表 3.3 中的表达式，得 $NTU = 7.079$。

现在我们利用总的 NTU 确定 ntu_g 和 ntu_a。初始值的估计得越好，第一次估算的 G 值就越接近其精确值。对于气—气换热器，考虑热力平衡设计，较好的估计是让两流体侧的热阻相等，这和式(9.23)相对应，所以有

$$ntu_a = 2NTU = 2 \times 7.079 = 14.16$$

然后忽略传热壁热阻(因为我们还未知 A_w)，由式(9.22)，我们得到

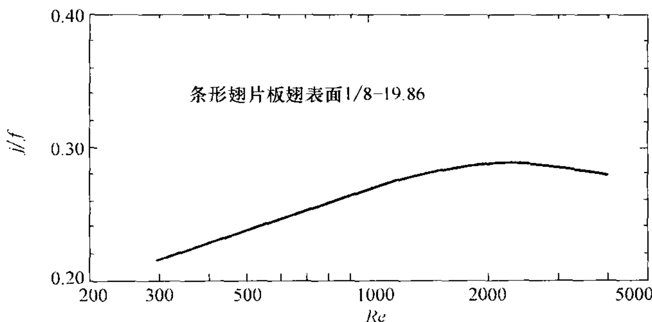
$$ntu_a = 2C^* \cdot NTU = 2 \times 0.858 \times 7.079 = 12.15$$

而 $ntu_a = 12.15$ 可以认为是修正过的值，在第一次迭代中我们应该采用 $ntu_a = 14.16$。

芯体的质量流速：为了按照式(9.28)来确定 G，我们首先要估计 j/f 和 η_0 的值。因为在烟气和空气两侧的传热面 j 和 f 随 Re 的变化特性已被确定，构造出的 j/f—Re 曲线如图例 9.2 所示。因为我们还未知 Re，所以由此图，对于每一侧传热面，我们在 Re 的全部取值范围内取 f/j 的近似平均("活动区域")值。

$$\left(\frac{j}{f}\right)_g \approx 0.25 \qquad \left(\frac{j}{f}\right)_a \approx 0.25$$

同样，由于我们要做许多其他近似以确定 G 的第一个近似值，无需更精确的 j/f 值。在未知 η_o 任何值的情况下，我们假设烟气两侧的 η_o 都为 0.8。现在我们把所有的数据代入式(9.28)右侧，我们得



图例 9.2 图例 9.1B 所示传热面的 j/f—Re 特性

$$G_g = \left[\frac{2g_c}{\left(\frac{1}{\rho}\right)_m \cdot Pr^{\frac{2}{3}}} \frac{\eta_o \Delta p}{ntu} \frac{j}{f}\right]_g^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2 \times 1 \times 0.8 \times (9.05 \times 10^3\,\mathrm{Pa}) \times 0.25}{\left(\frac{1}{0.6212}\mathrm{kg/m^3}\right) \times 0.8039 \times 14.16}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 14.06\,\mathrm{kg/(m^2 \cdot s)}$$

$$G_a=\left[\frac{2g_c}{\left(\frac{1}{\rho}\right)_m\cdot Pr^{\frac{2}{3}}}\frac{\eta_o\Delta p}{ntu}\frac{j}{f}\right]_a^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{2\times1\times0.8\times(8.79\times10^3\text{Pa})\times0.25}{\left(\frac{1}{0.9319}\text{kg/m}^3\right)\times0.7823\times12.15}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=18.56\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

雷诺数以及 j 和 f 因子：由其定义计算流体每侧的雷诺数。

$$Re_g=\left(\frac{GD_h}{\mu}\right)_g=\frac{14.06\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times0.00154\text{m}}{0.0000393\text{Pa}\cdot\text{s}}=551$$

$$Re_a=\left(\frac{GD_h}{\mu}\right)_a=\frac{18.56\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times0.00154\text{m}}{0.0000347\text{Pa}\cdot\text{s}}=824$$

由图例 9.1B(或者 j 和 f 数据的拟合曲线)可知，由上述雷诺数确定的 f 和 j 因子如下。

气体 \ 参数	Re	j	f	气体 \ 参数	Re	j	f
烟气	551	0.0174	0.0695	空气	824	0.0135	0.0539

因为雷诺数表明两侧的流动都是层流，因 $n=0$ 由表 7.12 可知，由温度引起的物性变化而产生的 j 因子的修正系数为 1。

传热系数、翅片效率以及总传热系数：我们由 j 因子的定义计算传热系数如下。

$$h_g=\left(\frac{jGc_p}{Pr^{\frac{2}{3}}}\right)_g=\frac{0.0174\times14.06\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times(1.117\times10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}{0.804}=339.88\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$h_a=\left(\frac{jGc_p}{Pr^{\frac{2}{3}}}\right)_a=\frac{0.0135\times18.57\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times(1.081\times10^3)\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}{0.782}=346.36\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

为了计算每流体侧的翅片效率，让我们计算 m_g 和 m_a。因为两侧都采用错位条式翅片，我们用式(4.147)并用 ℓ_s 代替 L_f 以计入翅片边沿外露面积。

$$m_g=\left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1+\frac{\delta}{\ell_s}\right)\right]_g^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{2\times339.88\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}{18\text{W/(m}\cdot\text{K)}\times0.102\times10^{-3}\text{m}}\left(1+\frac{0.102\text{mm}}{3.175\text{mm}}\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=618.17\text{m}^{-1}$$

$$m_a=\left[\frac{2h}{k_f\delta}\left(1+\frac{\delta}{\ell_s}\right)\right]_a^{\frac{1}{2}}=\left[\frac{2\times346.36\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}}{18\text{W/(m}\cdot\text{K)}\times0.102\times10^{-3}\text{m}}\left(1+\frac{0.102\text{mm}}{3.175\text{mm}}\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=624.04\text{m}^{-1}$$

$$\ell_a=\ell_g\approx\frac{b}{2}-\delta=\left(\frac{2.49}{2}\text{mm}-0.102\text{mm}\right)=1.143\text{mm}=0.00114\text{m}$$

因此

$$\eta_{f,g}=\frac{\tanh(m\ell)_g}{(m\ell)_g}=\frac{\tanh(618.17\text{m}^{-1}\times0.00114\text{m})}{618.17\text{m}^{-1}\times0.00114\text{m}}=0.8609$$

$$\eta_{f,a}=\frac{\tanh(m\ell)_a}{(m\ell)_a}=\frac{\tanh(624.04\text{m}^{-1}\times0.00114\text{m})}{624.04\text{m}^{-1}\times0.00114\text{m}}=0.8592$$

根据图例9.1B或输入的A_f/A值，总传热面效率为

$$\eta_{o,g}=1-(1-\eta_f)\frac{A_f}{A}=1-(1-0.8609)\times0.785=0.8908$$

$$\eta_{o,a}=1-(1-\eta_f)\frac{A_f}{A}=1-(1-0.8592)\times0.785=0.8895$$

为了用式(9.30)计算U_a，我们首先需用式(9.31)计算α_a和α_g。

$$\alpha_a=\frac{(b\beta)_a}{b_a+b_g+2\delta_w}=\frac{2.54\text{mm}\times2254\text{m}^2/\text{m}^3}{2.54\text{mm}+2.54\text{mm}+2\times0.5\text{mm}}=941.6\text{m}^2/\text{m}^3$$

$$\alpha_g=\frac{(b\beta)_g}{b_a+b_g+2\delta_w}=\frac{2.54\text{mm}\times2254\text{m}^2/\text{m}^3}{2.54\text{mm}+2.54\text{mm}+2\times0.5\text{mm}}=941.6\text{m}^2/\text{m}^3$$

因此

$$\frac{A_a}{A_g}=\frac{\alpha_a}{\alpha_g}=\frac{941.6\text{m}^2/\text{m}^3}{941.6\text{m}^2/\text{m}^3}=1.0$$

因此当不计污垢时，根据式(9.30)，U_g为

$$\frac{1}{U_g}=\frac{1}{(\eta_o h)_g}+\frac{\frac{\alpha_g}{\alpha_a}}{(\eta_o h)_a}=\frac{1}{0.8908\times339.88\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}+\frac{1.0}{0.8895\times346.36\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}$$

$$=6.549\times10^{-3}\text{m}^2\cdot\text{K/W}$$

$$U_g=152.70\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

传热面面积、自由流动面积以及芯体尺寸：

因为$NTU=7.079$并且$C_{\min}=C_g=1854\text{W/K}$，所以有

$$A_g=NTU\frac{C_g}{U_g}=7.079\left[\frac{1854\text{W/K}}{152.70\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}\right]=85.95\text{m}^2$$

根据已知的$\dot{m}$和计算出的G，烟气侧最小自由流动面积为

$$A_{o,g}=\left(\frac{\dot{m}}{G}\right)_a=\frac{1.66\text{kg/s}}{14.06\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})}=0.1181\text{m}^2$$

根据水力直径的定义，空气的流动长度为

$$L_g=\left(\frac{D_h A}{4A_o}\right)_g=\frac{0.00154\text{m}\times85.95\text{m}^2}{4\times0.1181\text{m}^2}=0.280\text{m}$$

因为$A_g/A_a=1$并且$A_g=85.95\text{m}^2$，我们得到

$$A_a=A_g=85.95\text{m}^2$$

$$A_{o,a}=\left(\frac{\dot{m}}{G}\right)_a=\frac{2.00\text{kg/s}}{18.56\text{kg/}(\text{m}^2\cdot\text{s})}=0.1078\text{m}^2$$

$$L_a=\left(\frac{D_hA}{4A_o}\right)_a=\frac{0.00154\text{m}\times 85.95\text{m}^2}{4\times 0.1078\text{m}^2}=0.307\text{m}$$

为了计算每一侧的芯体正面面积，我们首先需确定 $\sigma=\alpha D_h/4$ 如下。

$$\sigma_a=\frac{\alpha_a D_{h,a}}{4}=\frac{(941.6\text{m}^2/\text{m}^3)\times 0.00154\text{m}}{4}=0.363$$

$$\sigma_g=\frac{\alpha_g D_{h,g}}{4}=\frac{(941.6\text{m}^2/\text{m}^3)\times 0.00154\text{m}}{4}=0.363$$

因此有

$$A_{fr,g}=\frac{A_{o,g}}{\sigma_g}=\frac{0.118\text{m}^2}{0.363}=0.3253\text{m}^2 \qquad A_{fr,a}=\frac{A_{o,a}}{\sigma_a}=\frac{0.1078\text{m}^2}{0.363}=0.2970\text{m}^2$$

因为 $A_{fr,a}=L_gL_3$ 或者 $A_{fr,g}=L_aL_3$，我们有

$$L_3=\frac{A_{fr,a}}{L_g}=\frac{0.2970\text{m}^2}{0.280\text{m}}=1.061\text{m} \text{ 或者 } L_3=\frac{A_{fr,g}}{L_a}=\frac{0.3253\text{m}^2}{0.307\text{m}}=1.060\text{m}$$

L_3 的这两个值的差异完全来源于舍入误差。

注意我们得到的 L_g、L_a 和 L_3 的值分别为：0.28、0.307 和 1.06。因此，即使在第一次迭代时应用非常近似的 G 值，最后得到的芯体尺寸的误差也在6%以内。

压降：我们用式(9.20)确定每流体侧的压降。入口和出口损失系数和校核过程中确定的一样。

烟气侧：$K_c=0.36$　　　$K_e=0.42$

空气侧：$K_c=0.36$　　　$K_e=0.42$

为修正依赖于温度变化的物性影响下的 f 因子，让我们首先计算 T_w。热流体和冷流体侧热阻为

$$\boldsymbol{R}_g=\frac{1}{(\eta_o hA)_g}=\frac{1}{0.8908\times 339.88\text{W/}(\text{m}^2\cdot\text{K})\times 85.95\text{m}^2}=3.843\times 10^{-5}\text{K/W}$$

$$\boldsymbol{R}_a=\frac{1}{(\eta_o hA)_a}=\frac{1}{0.8895\times 346.36\text{W/}(\text{m}^2\cdot\text{K})\times 85.95\text{m}^2}=3.776\times 10^{-5}\text{K/W}$$

因此有

$$\frac{\boldsymbol{R}_g}{\boldsymbol{R}_a}=\frac{3.843\times 10^{-5}\text{K/W}}{3.776\times 10^{-5}\text{K/W}}=1.018$$

现在有

$$T_w=\frac{T_{g,m}+\left(\dfrac{\boldsymbol{R}_g}{\boldsymbol{R}_a}\right)T_{a,m}}{1+\left(\dfrac{\boldsymbol{R}_g}{\boldsymbol{R}_a}\right)}=\frac{606.7℃+1.018\times 452.0℃}{1+1.018}=528.7℃=801.8\text{K}$$

因为烟气被冷却，由表7.12得 $m=0.81$，由式(9.11)修正的 f 因子为

$$f_g = \left[f_{cp}\left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m\right]_g = 0.0695\left(\frac{801.8\text{K}}{879.8\text{K}}\right)^{0.81} = 0.0645$$

因为空气被加热，由表7.12得 $m=1.00$，由式(9.11)修正的f为

$$f_a = \left[f_{cp}\left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m\right]_a = 0.0539\left(\frac{801.8\text{K}}{725.2\text{K}}\right)^{1.00} = 0.0596$$

利用式(9.20)计算的压降为

$$\Delta p_g = \frac{[14.06\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2\times 1\times 0.4751\text{kg/m}^3}\left[(1-0.363^2+0.36)+2\left(\frac{0.4751\text{kg/m}^3}{0.8966\text{kg/m}^3}-1\right)+\right.$$
$$\left.\frac{0.0645\times 0.280\text{m}\times 0.4751\text{kg/m}^3}{\left(\frac{0.00154}{4}\right)\text{m}\times 0.6212\text{kg/m}^3}-(1-0.363^2-0.42)\left(\frac{0.4751\text{kg/m}^3}{1.8966\text{kg/m}^3}\right)\right]$$
$$=208.04\text{Pa}\times(1.2282-0.9402+35.8765-0.1123)$$
$$=208.04\text{Pa}\times 36.0522=7500\text{Pa}=7.50\text{kPa}$$

$$\Delta p_a = \frac{[18.56\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2\times 1\times 1.4726\text{kg/m}^3}\left[(1-0.363^2+0.36)+2\left(\frac{1.4726\text{kg/m}^3}{0.6817\text{kg/m}^3}-1\right)+\right.$$
$$\left.\frac{0.0596\times 0.307\text{m}\times 1.4726\text{kg/m}^3}{\left(\frac{0.00154}{4}\right)\text{m}\times 0.9319\text{kg/m}^3}-(1-0.363^2+0.42)\left(\frac{1.4726\text{kg/m}^3}{0.6817\text{kg/m}^3}\right)\right]$$
$$=116.96\text{Pa}\times(1.2282+2.3204+75.0999-0.9682)$$
$$=116.96\text{Pa}\times 77.6803=9085\text{Pa}=9.09\text{kPa}$$

因为空气侧的 Δp 高于允许压降，视 G 未知，用式(9.20)再次计算烟气侧和空气侧的 G 值。

$$9.05\times 10^3\text{Pa}=\frac{G_g^2}{2\times 1\times 0.4751\text{kg/m}^3}\times[36.0522]\rightarrow G_g=15.44\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

$$8.79\times 10^3\text{Pa}=\frac{G_a^2}{2\times 1\times 1.4726\text{kg/m}^3}\times[77.6803]\rightarrow G_a=18.26\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

由校核问题的解，我们可以看出 G_g 和 G_a 几乎收敛于真实值。用 G 的这一新值，重复9.2.2.3中的第2)到第4)步得下列结果。

迭 代	NTU	L_g	L_a	L_3
初始	7.079	0.280	0.307	1.061
第一次	7.079	0.300	0.295	1.009
第二次	7.079	0.300	0.297	1.003
第三次	7.079	0.300	0.299	1.003

这样利用此迭代方法，最后的解可以在任何精度内收敛于实际芯体尺寸。

讨论和注释：上述方法清楚地说明了设计问题的解以很快的速度收敛于满足交叉流换热器两侧传热和压降要求的芯体尺寸，这里对换热器的尺寸没有限制。

然而，当对换热器尺寸有约束时，设计将不能同时满足换热器两侧的传热和压降要求，所以需放宽一个对几何参数或者运行条件变量的限制。同时，在换热器尺寸设计时，人们想发现对特定问题的芯体(表面)几何结构和(或者)运行条件的优化解。在那种情况下，这就变成了优化问题，我们将在9.6节中讨论。

9.3 管翅式换热器

管翅式换热器多以单通道交叉流或者多通道交叉—逆流换热器使用。热管式换热器可等效成两个并排放置的由隔板分开的管翅式单通道交叉流换热器，它们由同样的管子(即热管)互相连接在一起。流体(通常为空气和废气)逆向(相反方向)流动(与翅片热管交叉流)。Shah 和 Giovannelli 提出了热管式换热器的设计理论，这里不再赘述。

管翅式换热器，其单个换热管是翅片管或扁平翅片管，不论是单通道交叉流还是双通道交叉—逆流，它们的校核和尺寸设计问题的求解过程都与前节所述的板翅式换热器相同。因此，与其重复同样的步骤，不如列出其不同之处。

9.3.1 传热面几何特征

在这一情况下，对于管翅式换热器的传热面，传热面紧凑度 α 定义为换热器一侧的总的传热面面积 A 与换热器总体积 V 的比值。所以 α、σ 和 D_h 可用式(8.51)~式(8.53)计算。注意式(9.31)和式(9.37)中的第一个等式对管翅式换热器没有物理意义。传热面紧凑度 β 对管翅式换热器也没有意义。

9.3.2 传热计算

除了 R_w 和 η_f 外所有其他传热方程都与板-翅式换热器一样。如果翅片缠绕或者胀接在管子上，式(9.16)所表示的整体热阻还应包括接触热阻。同时，传热壁热阻对应管壁热阻。对于圆管，由式(3.26)给出。

如图1.31a所示的圆形翅片或者如图1.31b所示的扁平翅片的翅片效率与直翅片[式(9.14)]是不同的。对于图1.31a表示的圆形翅片，其效率由式(4.151)计算，同时表4.5中给出了不包括贝塞尔函数的近似公式。扁平翅片的翅片效率由称为分区法的近似方法获得，有关讨论在4.3.2.3节中给出，并介绍了确定这种情况下的翅片效率的细节，这里不再赘述。

9.3.3 压降计算

用于板翅式换热器的芯体压降计算的式(9.20)需要作一些修改，以用于计算管翅式换热器管外压降，有关内容见6.2.2.2节。对于翅片管换热器，入口以

及出口压力损失不能简单地独立地测量或者计算。因此，把它们计入试验确定的阻力因子中。在这种情况下，如果f是基于水力直径的范宁摩擦因数，则用式(6.32)计算压降；如果用管束的每排管子的欧拉数或者哈根数计算压降，此时应用式(6.33)计算压降。

对于连续扁平翅片，式(9.20)中的压降分量都有效。然而，当进口和出口压力损失的计算基于翅片的前沿和后沿流动面积时，芯体的阻力项和动量项则根据由芯体内最小流动面积计算出的G来计算。因此，需要用式(6.36)而不用式(9.20)计算连续性扁平翅片管的压降。

9.3.4 芯体质量流速方程

对于扁平翅片的管翅式换热器，如果流动阻力和传热关联式基于管外水力直径，那么芯体质量流速方程式(9.28)也适用于管外。对于翅片管，有很多方式来建立阻力和传热特性的关联，例如Nu基于管外径，压降基于欧拉数或哈根数。在这种情况下，需要根据依赖关联式特性的具体情况推导芯体的质量流速方程，例如用Nu/Eu代替j/f比值。

9.4 板式换热器

依赖于流量的不平衡性，允许压降以及其他的设计标准，板式换热器可设计成流体1侧m个通道和流体2侧n个通道。最普遍的流动布置之一是1通道-1通道逆流设计，适用于热流体和冷流体流量相对平衡的情况。如果PHE内的流动不均匀可以忽略，且所有传热板有相同的几何结构，则此类换热器的校核问题与9.2.1节所介绍的逆流板翅式换热器相同，除了因为PHE内没有翅片，η_o和η_f是一样的外。不像板翅式换热器那样，即使对PHE的一侧，有时也不可能满足指定的传热和压降的要求。所以让我们首先讨论PHE的设计的条件和极限情况，这些极限情况涉及给定的传热和(或)压降的极限。对具有混合板设计(即具有两种不同的板几何结构)的PHE，在进行校核和尺寸设计时必须考虑流道-流道流动的分布不均匀性。在第12章将详细分析流动分布不均匀。这里我们只论述用于具有混合板设计的PHE的校核问题的逐步校核法。然后我们非常简短地讨论PHE的尺寸设计。

9.4.1 设计的极限情况

让我们讨论1通道-1通道逆流PHE的设计和纯逆流板翅式换热器设计的差别。对于板翅式换热器，每一流体侧的最小自由流动面积A_o和传热面面积A互相独立。例如，对于指定(或选定)的A_o，通过改变翅片的密度可以改变传热面

积 A(这种改变对 A_o 的影响很小)。结果，两流体侧的每一侧的传热和压降都可精确地匹配。板-翅式换热器的设计方法涉及由式(9.28)所表示的通过芯体质量流速方程耦合指定的 NTU 和 Δp 问题。但是因为 A_o 和 A 不是相互独立的，此种方法不适合板式换热器。一旦 A_o 确定(即板数确定)，那么对于特定的板的几何结构(指定板的形式,D_e 和 L)，因为没有辅助(或扩展)表面，A 也随之自动确定($A=4A_oL/D_e$)。因此，在很多情况下，甚至在同一流体侧也不可能(除非像后面讨论的那样使用混合管道)等同地匹配所要求的传热及压降。板式换热器设计通常是或者限制压降或者限制传热。在限制压降的设计中，确定自由流动面积以满足压降的限制；然而，相应的传热面面积却会大于满足热负荷所需的面积。在限制传热的设计中，确定传热面面积满足所要求的热负荷；然而，相应的自由流动面积却大于利用每流体侧压降计算出的所允许的面积。所以，结果会使换热器两流体侧的压降低于允许压降。这一点将在下面通过图9.2作进一步的解释。

PHE 中一个流道(一流程)由两块板组成。给定的两块板(具有不同的波纹角度)可以用来形成三种不同的流道。例如，板的类型具有两个波纹角度 β_{low} 和 β_{high}。三种可能的流道(板)组合为：β_{low} 和 β_{low}，β_{low} 和 β_{high} 及 β_{high} 和 β_{high}。为便于讨论，让我们分别称之为1、2 和3 型流道。值得注意的是对于一个混合板流道存在一明显的波纹角度 β_{app}，它近似地等于$(\beta_{low}+\beta_{high})/2$。当90°波纹板和另一角度为 $\beta<90°$的板组合时，这个近似关系是不能令人满意的。通过试验测试混合板流道以得到 β_{app} 的更加精确的值，确定它们的 j(或者 Nu)和 f 对 Re 的依赖特性，和具有多种 β 角的一类波纹板的数据比较，并寻找和数据最匹配的 β 角的值。然而，在已有的文献中还没有找到这类 β_{app} 值。

对于给定的设计，存在有效(或理想)波纹角度 β_{eff} 满足设计标准：具备指定的传热要求，匹配的一侧流体的压降，另一侧流体的压降应低于允许压降。一般的，因为对给定的尺寸，可用的换热板的几何构形是有限的，所以不可能同时在两侧与容许压降匹配。实际上，β_{eff} 的值(为了方便讨论,认为它小于 β_{app})表明换热器应采用1 和2 型或者2 和3 型：也就是说，如果 $\beta_{eff}<\beta_{app}$，则用1 和2 型流道；如果 $\beta_{eff}>\beta_{app}$，则在 PHE 中使用2 和3 型流道。在这两种情况下，取决于设计限制是传热还是压降，选择板和混合板的特定组合类型以满足指定的 q_r 的要求或者一侧流体的 Δp 的要求。

现在我们用图9.2 来说明传热限制和压降限制设计的概念以及它们与混合板概念的关系。考虑有两种不同的流道类型作为候选以满足两股流情况下要求的热负荷 q_r 以及压降 Δp。通常情况下，换热器内一流体比另一流体有更严格的压降

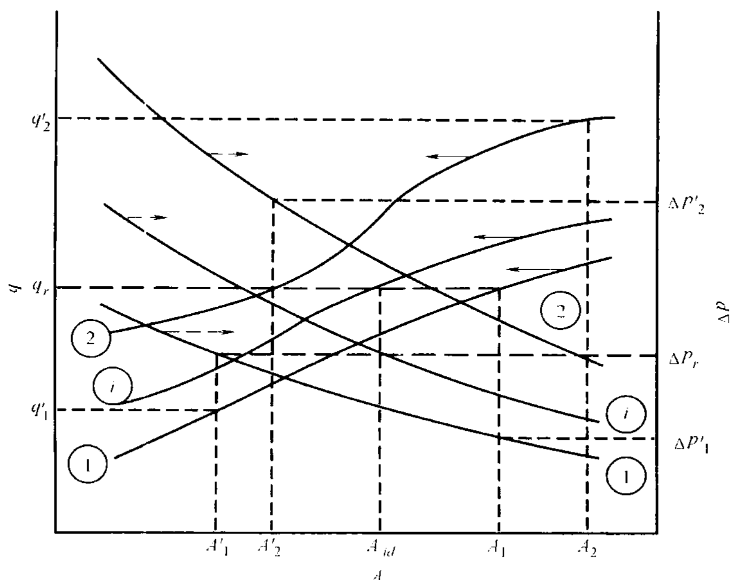


图 9.2　传热限制(1 型通道)以及压降限制(2 型流道)设计
(摘自 Shah 和 Focke,1998)
注：曲线 1 为 β_{low}—β_{low} 板；曲线 2 为 β_{high}—β_{high} 板

限制。我们只考虑具有更严格压降限制的那股流体[○]，并记为 Δp_r(表示要求的或者指定的 Δp)。图 9.2 中用标记为 1 和 2 的实线曲线表示了两种流道的传热量和压降(压降限制严格侧)与传热面面积(或者传热板的数量)的函数关系曲线，左右侧 y 轴分别表示传热量和压降。同时要求的 q_r 和 Δp 在同一图中以水平长虚线表示。下面的讨论假设 β_{eff}位于 1 型和 2 型流道给定的角度之间。

1 型流道：如图 9.2 所示，1 型流道传热量在 A_1 处与所要求传热量 q_r 相等(虚线 q_r 和表面 1 的实线 q 的交点)，此点压降为 $\Delta p'_1$；可见在此点没有完全利用允许的压降，因为 $\Delta p'_1 < \Delta p_r$。如果完全利用了(消耗了)允许压降，那么所需传热面面积为 A'_1，但是此点的传热量仅为 q'_1，远远小于 q_r。所以，1 型流道换热器的设计受限于由面积 A_1 所要求的传热量 q_r。因而，称为传热限制设计。

2 型流道：2 型流道的压降在表面积 A_2 处和压降要求匹配，但这样设计会使用太多的自由流动面积(从而传热面面积也太大)，导致传热量 q'_2 远大于要求的值。如果要求换热量匹配，那么需要的传热面积为 A'_2，但是所产生的压降将是

○　注意具有更严格压降限制的流体侧不必具有比另一流体侧指定的低的压降；事实上，它可具有更高的压降。所有这些是说明我们必须保证设计压降等于或者低于指定的压降。

$\Delta p_2'$，它远远大于允许压降 Δp_r。所以，2 型流道换热器的设计受限于以换热面积 A_2 的变化来满足指定的压降约束 Δp_r。因而，它被称为压降限制设计。

混合型流道：如图 9.2 所示，很明显，理想流道(记为 i)同时满足指定的传热和压降的要求，它需要的理想传热面面积为 A_{id}。因此，1 型和 2 型流道的适当混合(组合)将产生如图 9.2 中用 i 表示的 q 和 Δp 曲线。这种设计能使设计者使所设计的换热器对所考虑的两流体的每一侧流体都满足热负荷和压降的设计要求。

在给定通道中采用两种类型流道会产生在 9.4.2 节讨论的流道-流道间流动的不均匀性，从而导致减小热负荷。Marriot 指出这种不均匀性对 q 产生的影响小于 7%。在实际情况中，基于混合流道的设计要通过校核来量化流动不均匀的影响(参见 12.1.2 和 12.1.3 节对流动不均匀性的详细讨论)。如果这些影响太严重，那么压降限制设计(利用波纹角度大于理想角度的均匀流道)或者传热限制设计(利用波纹角度小于理想角度的均匀流道)比混合流道设计更可取。

9.4.2 PHE 校核和尺寸设计的唯一性

因为 1 通道-1 通道逆流 PHE 应用最为广泛，如果假设所有流道内的流动分布都是均匀的，它的校核和尺寸设计工作可利用 9.2.1 节和 9.2.2 节中所述的板-翅式换热器的方法完成。然而，由于换热器结构的特点，会产生很多的流动不均匀：在流道内，流道与流道之间以及由同类集成引起的。这些不均匀流动将在 12.1.2 节和 12.1.3 节中作进一步的详细讨论。为了说明 PHE 混合板设计校核流程，作为最低限度，我们必须考虑流道-流道间的流动不均性。这种形式的流动不均匀是 PHE 中两种不同类型板的存在造成的。例如，考虑 PHE 中使用的两种类型板：换热器的一部分由所有 30°波纹板组成，余下部分由 30°和 60°波纹板相间混合组成(即具有混合板流道)。在这样的换热器中，除了每一板组的集成引起的流动不均匀外，不同类型板组之间由不同的流动阻力(例如 f-Re)特性也将造成流动不均匀。如果我们认为给定流体侧所有经过的流道(所有板组)的压降都是一样的，这种流动不均匀可很容易被量化。所以，我们首先总结一下确定通过两种板组的不同流量的方法。然后，我们介绍怎样计算混合板 PHE 的传热量。

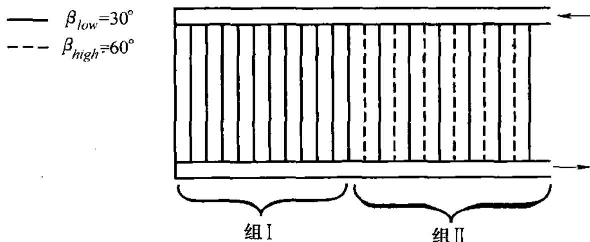


图 9.3 由两平行板组组成的理想化的逆流 PHE

通过把 PHE 换热器中两种不同类型的板组理想化为平行连接的两个换热器(图 9.3)，这样就可计算 PHE 传热量(热负荷)。因此，人们必须首先确定两个板组各自的质量流量。设每个板组具

有相同的芯体(摩擦)压降，忽略集管和端口的压降、动量以及高度变化的影响。仅用芯体阻力项[式(6.44)的右边第二项]，我们有

$$\frac{f_{\mathrm{I}} G_{\mathrm{I}}^2}{D_{e,\mathrm{I}}}=\frac{f_{\mathrm{II}} G_{\mathrm{II}}^2}{D_{e,\mathrm{II}}} \tag{9.41}$$

其中，下标 I 和 II 分别表示板组 I 和 II，D_e 为当量直径[参看式(8.135)的定义]。我们设阻力系数可以表示为

$$f=a \cdot Re^{-n} \tag{9.42}$$

联立式(9.41)和式(9.42)，并注意到 $\dot{m}=GA_o$，通过板组 I 和 II 的质量流量的比值 X 可表示如下。

$$X=\frac{\dot{m}_{\mathrm{I}}}{\dot{m}_{\mathrm{II}}}=\left(\frac{a_{\mathrm{II}}}{a_{\mathrm{I}}}\right)^{\frac{1}{2-n}}\left(\frac{\mu_{\mathrm{II}}}{\mu_{\mathrm{I}}}\right)^{\frac{n}{2-n}}\left(\frac{D_{e,\mathrm{I}}}{D_{e,\mathrm{II}}}\right)^{\frac{1+n}{2-n}}\left(\frac{A_{o,\mathrm{I}}}{A_{o,\mathrm{II}}}\right) \tag{9.43}$$

其中，$A_{o,\mathrm{I}}$ 和 $A_{o,\mathrm{II}}$ 分别是板组 I 和 II 的总自由流动面积，它们可利用已知的每一板组的板数或者流道数直接计算而得。然后，由质量守恒可知，总的质量流量为

$$\dot{m}=\dot{m}_{\mathrm{I}}+\dot{m}_{\mathrm{II}} \tag{9.44}$$

因此根据式(9.43)和式(9.44)有

$$\dot{m}_{\mathrm{I}}=\frac{X\dot{m}}{1+X} \qquad \dot{m}_{\mathrm{II}}=\dot{m}-\dot{m}_{\mathrm{I}}=\frac{\dot{m}}{1+X} \tag{9.45}$$

一旦每个板组各自的流量确定了，就可以由式(6.44)右边最后三项确定每个板组的压降，然后加入集管和端口的压降可得每侧流体的总压降。如果 f—Re 关联式大体相同，那么在理想情况下，由两种板组组成的换热器的一流体侧的总压降就会比只用一种板组组成的换热器的低。通过和电路的类比可容易理解这点，在同样总电流情况下，并联的两个具有不同电阻值(例如分别为 4Ω 和 8Ω)的电路的电势低于由具有相同电阻(6Ω 和 6Ω,此为第一个电路的两个电阻的平均值)的两个并联的电路的电势，即使两个电路具有相等的总电阻。

一旦每个板组内的总的流量确定了，通过把两个并行连接的换热器看做对应的两个板组，便可直接进行传热分析，如图 9.3 所示。逆流换热器的每个板组的温度有效度为

$$P_{1,\mathrm{I}}=\begin{cases}\dfrac{1-\exp[-NTU_{\mathrm{I}}(1-R_{\mathrm{I}})]}{1-R_{\mathrm{I}}\exp[-NTU_{\mathrm{I}}(1-R_{\mathrm{I}})]}, & R_{\mathrm{I}}\neq 1\\[2ex] \dfrac{NTU_{\mathrm{I}}}{1+NTU_{\mathrm{I}}}, & R_{\mathrm{I}}=1\end{cases} \tag{9.46}$$

其中

$$NTU_{\mathrm{I}}=\frac{(UA)_{\mathrm{I}}}{C_{1,\mathrm{I}}}=\frac{(UA)_{\mathrm{I}}}{(\dot{m}_{\mathrm{I}}c_{p,\mathrm{I}})_{\mathrm{I}}} \qquad R_{\mathrm{I}}=\frac{C_{1,\mathrm{I}}}{C_{2,\mathrm{I}}}=\frac{(\dot{m}_{\mathrm{I}}c_{p,\mathrm{I}})_1}{(\dot{m}_{\mathrm{I}}c_{p,\mathrm{I}})_2} \tag{9.47}$$

并且

$$\frac{1}{(UA)_{\mathrm{I}}}=\frac{1}{A_{\mathrm{I}}}\left(\frac{1}{h_1}+\hat{R}_{1,f}+\frac{\delta_w}{k_w}+\hat{R}_{2,f}+\frac{1}{h_2}\right)_{\mathrm{I}} \tag{9.48}$$

$A_{\mathrm{I}}=A_{1,\mathrm{I}}=A_{2,\mathrm{I}}=A_{w,\mathrm{I}}$。同样第二个板组的温度有效度 $P_{1,\mathrm{II}}$ 可用以同样方式定义的 NTU_{II} 和 R_{II} 表示。所以，换热器总传热负荷由下式给出。

$$q=q_{\mathrm{I}}+q_{\mathrm{II}}=(p_{1,\mathrm{I}}C_{1,\mathrm{I}}+p_{1,\mathrm{II}}C_{1,\mathrm{II}})(T_{h,i}-T_{c,i}) \tag{9.49}$$

9.4.3 校核一台 PHE

现在我们介绍由两个板组组成的 PHE 的校核流程或者其传热和压降性能的确定方法。在板组 I 中，所有换热板具有相同的波纹角度（例如 β_{low}）；在板组 II 中，两种几何结构的板（例如具有 β_{low} 和 β_{high}）交替叠加，因此成为混合板类型（如图 9.3）。由于要确定给定单元的性能，需给定下面的量。

换热器的几何结构（即板宽和板长、流道间距、板数、板类型，以及在给定的换热器内如何实现换热板混合等）。

换热板表面形状及它们的传热和压降性能。

两流体的流动布置（即每侧流体的和总的流体流动方向的流程数）。

质量流量、入口温度、流体物性参数和每流体侧的污垢热阻。

根据上面的已知信息，下面是逐步校核过程。针对具有两个板组的 PHE 介绍这一校核过程。如果换热器仅有一个板组，可用除去板组 II 的所有数据的同样过程进行校核。

1） 以整体平均温度计算每流体侧的物性参数（ρ、μ、k 和 c_p）。

2） 由式（9.45）计算两流体的 $\dot{m}_{\mathrm{I}}$ 和 $\dot{m}_{\mathrm{II}}$。

3） 确定两种流体在每个板组中的 Re。

4） 利用指定的 Nu 或者 j—Re 关联式计算每个板组中的 h_h 和 h_c。

5） 利用式（9.48）计算 UA_{I}，同样计算 UA_{II}。

6） 利用式（9.47）计算 NTU_{I} 和 R_{I}，同样计算 NTU_{II} 和 R_{II}。

7） 利用式（9.46）计算 $P_{1,\mathrm{I}}$，同样计算 $P_{1,\mathrm{II}}$。

8） 利用式（9.49）计算热负荷 q。

9） 利用式（9.42）计算 f 因数。

10） 对两种流体，利用式（6.44）计算组合流道的压降和其他压降分量。

下面，我们举一个校核例子说明这一流程。

例 9.3 一台 1 通道-1 通道逆流水—水板式换热器由 47 块换热板或者 48 个流体流道组成（每种流体 24 个流道）。对于每一流体侧，8 个流道采用 $\beta=30°$ 板，16 个流道采用 $\beta=30°$ 和 $\beta=60°$ 交替的混合板。假设 $\beta_{eff}=39.8°$，下面是基于 D_e 的努西尔特数和雷诺数的经验关联式。

$$Nu = 0.724\left(\frac{\beta}{30°}\right)^{0.646} \cdot Re^{0.583} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$f = \begin{cases} 0.80Re^{-0.25}, & \beta = 30° \\ 3.44Re^{-0.25}, & \beta = 30°\text{和}\beta = 60°\text{交替混合板} \end{cases}$$

并提供如下过程、几何参数和其他信息。

过程参数	热流体	冷流体
流体种类	水	水
质量流量/(kg/s)	18	10
入口温度/℃	40	20
出口温度/℃	30	38
允许压降/kPa	30	20

板的几何信息			
板宽 W/m	0.5	板长 L/m	1.1
端口直径 D_p/m	0.1	流道间距 $2a$/mm	3.5
当量直径 D_e/m	7×10^{-3}	每板的投影面积 A/m²	0.55
流体物性参数(为了简化,热流体和冷流体采用相同物性参数)			
动力粘度/Pa·s	8.1×10^{-4}	密度/(kg/m³)	995.4
热导率/[W/(m·K)]	0.619	比热容/[J/(kg·K)]	4177
普朗特数 Pr	5.47		
附加信息			
总污垢热阻/(m²K·W)	4×10^{-5}	板壁热阻/(m²K·W)	3×10^{-6}

确定此换热器的传热和压降性能。

求解:

问题数据和简述：详细过程、几何参数及其他数据在对 PHE 的问题陈述中给出。

确定：确定此换热器每流体侧的传热和压降。

假设：采用3.2.1节所列的用于 PHE 的假设。

分析：在我们按照下面的式子计算出流动和传热面积后，按照9.4.3节所述步骤进行校核。

$$A_{o,\text{I}} = A_{o,c,\text{I}} = A_{o,h,\text{I}} = W(2a)N_{c,\text{I}} = 0.5\text{m}\times(3.5\times10^{-3})\text{m}\times8 = 0.014\text{m}^2$$

$$A_{o,\text{II}} = A_{o,c,\text{II}} = A_{o,h,\text{II}} = W(2a)N_{c,\text{II}} = 0.5\text{m}\times(3.5\times10^{-3})\text{m}\times16 = 0.028\text{m}^2$$

$$A_{c,\text{I}} = A_{h,\text{I}} = 0.55\text{m}^2\times8\times2 = 8.8\text{m}^2$$

$A_{c,\text{II}}=A_{h,\text{II}}=0.55\text{m}^2\times16\times2=17.6\text{m}^2$

因为在 PHE 中我们有由一种波纹板($\beta=30°$)组成的板组 Ⅰ 和由混合波纹板($\beta=30°$和$\beta=60°$)组成的板组 Ⅱ，让我们首先用式(9.43)确定这些断面中每种流体的流动分布。对这个方程，根据题设，动力粘度和当量直径的比值为 1。因此由式(9.43)，我们有

$$X=\left(\frac{a_{\text{II}}}{a_{\text{I}}}\right)^{\frac{1}{2-n}}\left(\frac{\mu_{\text{II}}}{\mu_{\text{I}}}\right)^{\frac{n}{2-n}}\left(\frac{D_{e,\text{I}}}{D_{e,\text{II}}}\right)^{\frac{1+n}{2-n}}\left(\frac{A_{o,\text{I}}}{A_{o,\text{II}}}\right)$$

$$=\left(\frac{3.44}{0.80}\right)^{\frac{1}{2-0.25}}\times1\times1\times\frac{0.014\text{m}^2}{0.028\text{m}^2}=1.151$$

其中，a_j($j=$ Ⅰ 或者 Ⅱ)的值以及式(9.42)中 n 的值由题设给出。由式(9.45)得到质量流量为

$$\dot{m}_{c,\text{I}}=\frac{X\dot{m}_c}{1+X}=\frac{1.151\times10\text{kg/s}}{1+1.151}=5.351\text{kg/s}\qquad \dot{m}_{c,\text{II}}=\dot{m}_c-\dot{m}_{c,\text{I}}=(10-5.351)\text{kg/s}=4.649\text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{h,\text{I}}=\frac{X\dot{m}_h}{1+X}=\frac{1.151\times18\text{kg/s}}{1+1.151}=9.632\text{kg/s}\qquad \dot{m}_{h,\text{II}}=\dot{m}_h-\dot{m}_{h,\text{I}}=(18-9.632)\text{kg/s}=8.368\text{kg/s}$$

质量流速为

$$G_{c,\text{I}}=\frac{\dot{m}_{c,\text{I}}}{A_{o,c,\text{I}}}=\frac{5.351\text{kg/s}}{0.014\text{m}^2}=382.21\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\qquad G_{c,\text{II}}=\frac{\dot{m}_{c,\text{II}}}{A_{o,c,\text{II}}}=\frac{4.649\text{kg/s}}{0.028\text{m}^2}=166.04\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

$$G_{h,\text{I}}=\frac{\dot{m}_{h,\text{I}}}{A_{o,h,\text{I}}}=\frac{9.632\text{kg/s}}{0.014\text{m}^2}=688.00\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\qquad G_{h,\text{II}}=\frac{\dot{m}_{h,\text{II}}}{A_{o,h,\text{II}}}=\frac{8.368\text{kg/s}}{0.028\text{m}^2}=298.86\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

由定义确定的雷诺数为

$$Re_{c,\text{I}}=\frac{G_{c,\text{I}}D_e}{\mu}=\frac{382.21\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times7\times10^{-3}\text{m}}{8.1\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}}=3303$$

$$Re_{c,\text{II}}=\frac{G_{c,\text{II}}D_e}{\mu}=\frac{166.04\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times7\times10^{-3}\text{m}}{8.1\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}}=1435$$

$$Re_{h,\text{I}}=\frac{G_{h,\text{I}}D_e}{\mu}=\frac{688.00\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times7\times10^{-3}\text{m}}{8.1\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}}=5946$$

$$Re_{h,\text{II}}=\frac{G_{h,\text{II}}D_e}{\mu}=\frac{298.86\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times7\times10^{-3}\text{m}}{8.1\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}}=2583$$

利用由传热系数表示的给定的 Nu 的关联式，现计算板组 Ⅰ 和 Ⅱ 的冷、热流体侧传热系数。

$$h_{c,\mathrm{I}}=0.724\left(\frac{k}{D_e}\right)\left(\frac{\beta_{\mathrm{I}}}{30^\circ}\right)^{0.646}\cdot Re_{c,\mathrm{I}}^{0.583}\cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$=0.724\left[\frac{0.619\mathrm{W/(m\cdot K)}}{7\times10^{-3}\mathrm{m}}\right]\left(\frac{30^\circ}{30^\circ}\right)^{0.646}(3303)^{0.583}(5.47)^{\frac{1}{3}}$$

$$=12701\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

$$h_{c,\mathrm{II}}=0.724\left[\frac{0.619\mathrm{W/(m\cdot K)}}{7\times10^{-3}\mathrm{m}}\right]\left(\frac{39.8^\circ}{30^\circ}\right)^{0.646}(1435)^{0.583}(5.47)^{\frac{1}{3}}=9377\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

$$h_{h,\mathrm{I}}=0.724\left[\frac{0.619\mathrm{W/(m\cdot K)}}{7\times10^{-3}\mathrm{m}}\right]\left(\frac{30^\circ}{30^\circ}\right)^{0.646}(5946)^{0.583}(5.47)^{\frac{1}{3}}=17894\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

$$h_{h,\mathrm{II}}=0.724\left[\frac{0.619\mathrm{W/(m\cdot K)}}{7\times10^{-3}\mathrm{m}}\right]\left(\frac{39.8^\circ}{30^\circ}\right)^{0.646}(2583)^{0.583}(5.47)^{\frac{1}{3}}=13210\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

按照式(9.48)计算每个板组的总体热导(UA)如下。

$$\frac{1}{(UA)_{\mathrm{I}}}=\frac{1}{A_{c,\mathrm{I}}}\left(\frac{1}{h_{c,\mathrm{I}}}+\hat{\boldsymbol{R}}_{c,f}+\frac{\delta_w}{k_w}+\hat{\boldsymbol{R}}_{h,f}+\frac{1}{h_{h,\mathrm{I}}}\right)$$

$$=\frac{1}{8.8\mathrm{m}^2}\left[\frac{1}{12701\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}+4\times10^{-5}\mathrm{m^2\cdot K/W}+3\times10^{-6}\mathrm{m^2\cdot K/W}+\frac{1}{17894\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}\right]$$

$$=2.0184\times10^{-5}\mathrm{K/W}$$

即有

$$(UA)_{\mathrm{I}}=49544\mathrm{W/K}$$

类似地有

$$\frac{1}{(UA)_{\mathrm{II}}}=\frac{1}{17.6\mathrm{m}^2}\left[\frac{1}{9377\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}+4\times10^{-5}\mathrm{m^2\cdot K/W}+3\times10^{-6}\mathrm{m^2\cdot K/W}+\frac{1}{13210\mathrm{W/(m^2\cdot K)}}\right]$$

$$=1.2804\times10^{-5}\mathrm{K/W}$$

即有

$$(UA)_{\mathrm{II}}=78103\mathrm{W/K}$$

下面由它们的定义，确定板组 I 和 II 的 NTU 和 R。

$$NTU_{\mathrm{I}}=\frac{(UA)_{\mathrm{I}}}{(\dot{m}c_p)_{c,\mathrm{I}}}=\frac{49544\mathrm{W/K}}{5.351\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}}=2.217$$

$$NTU_{\mathrm{II}}=\frac{(UA)_{\mathrm{II}}}{(\dot{m}c_p)_{c,\mathrm{II}}}=\frac{78103\mathrm{W/K}}{4.649\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}}=4.022$$

$$R_{\mathrm{I}}=\frac{\dot{m}_{c,\mathrm{I}}c_p}{\dot{m}_{h,\mathrm{I}}c_p}=\frac{5.351\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}}{9.632\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}}=0.556$$

$$R_{\mathrm{II}}=\frac{\dot{m}_{c,\mathrm{II}}c_p}{\dot{m}_{h,\mathrm{II}}c_p}=\frac{4.649\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}}{8.368\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}}=0.556$$

逆流换热器两板组的温度有效度 $P_{1,\mathrm{I}}$ 和 $P_{1,\mathrm{II}}$ 由表 3.6 中的式(Ⅰ.1.1)给出。

$$p_{1,\mathrm{I}}=\frac{1-\exp[-NTU_{\mathrm{I}}(1-R_{\mathrm{I}})]}{1-R_{\mathrm{I}}\exp[-NTU_{\mathrm{I}}(1-R_{\mathrm{I}})]}$$
$$=\frac{1-\exp[-2.217\times(1-0.556)]}{1-0.556\times\exp[-2.217\times(1-0.556)]}$$
$$=0.7906$$

$$p_{1,\mathrm{II}}=\frac{1-\exp[-NTU_{\mathrm{II}}(1-R_{\mathrm{II}})]}{1-R_{\mathrm{II}}\exp[-NTU_{\mathrm{II}}(1-R_{\mathrm{II}})]}$$
$$=\frac{1-\exp[-4.022\times(1-0.556)]}{1-0.556\times\exp[-4.022\times(1-0.556)]}$$
$$=0.9179$$

最后，换热器中由热水传向冷水的热量为

$$q=p_{1,\mathrm{I}}\dot{m}_{c,\mathrm{I}}c_p(T_{h,i}-T_{c,i})+P_{1,\mathrm{II}}\dot{m}_{c,\mathrm{II}}c_p(T_{h,i}-T_{c,i})$$
$$=[0.7906\times5.351\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}\times(40-20)\mathrm{K}]+$$
$$[0.9179\times4.649\mathrm{kg/s}\times4177\mathrm{J/(kg\cdot K)}\times(40-20)\mathrm{K}]$$
$$=353.4\times10^3\mathrm{W}+356.5\times10^3\mathrm{W}=710\mathrm{kW}$$

为了计算压降，对应于上面给出的雷诺数的阻力因子由式(9.42)计算得到。

$$f_{c,\mathrm{I}}=0.80(3303)^{-0.25}=0.1055\qquad f_{c,\mathrm{II}}=3.44(1435)^{-0.25}=0.5589$$
$$f_{h,\mathrm{I}}=0.80(5946)^{-0.25}=0.0911\qquad f_{h,\mathrm{II}}=3.44(2583)^{-0.25}=0.4825$$

现在我们用式(6.29)，对给定的 $\rho_m=\rho$，计算板组热流体和冷流体侧的压降。

$$\Delta p_{c,\mathrm{I}}=\frac{4f_{c,\mathrm{I}}LG_{c,\mathrm{I}}^2}{2g_c\rho D_e}=\frac{4\times0.1055\times1.1\mathrm{m}\times(382.21)^2}{2\times1\times995.4\mathrm{kg/m^3}\times7\times10^{-3}\mathrm{m}}=4866\mathrm{Pa}$$

$$\Delta p_{c,\mathrm{II}}=\frac{4\times0.5589\times1.1\mathrm{m}\times(166.04)^2}{2\times1\times995.4\mathrm{kg/m^3}\times7\times10^{-3}\mathrm{m}}=4865\mathrm{Pa}$$

$$\Delta p_{h,\mathrm{I}}=\frac{4\times0.0911\times1.1\mathrm{m}\times(688.00)^2}{2\times1\times995.4\mathrm{kg/m^3}\times7\times10^{-3}\mathrm{m}}=13615\mathrm{Pa}$$

$$\Delta p_{h,\mathrm{II}}=\frac{4\times0.4825\times1.1\mathrm{m}\times(298.86)^2}{2\times1\times995.4\mathrm{kg/m^3}\times7\times10^{-3}\mathrm{m}}=13607\mathrm{Pa}$$

理论上，$\Delta p_{c,\mathrm{I}}=\Delta P_{c,\mathrm{II}}$ 并且 $\Delta P_{h,\mathrm{I}}=\Delta P_{h,\mathrm{II}}$。如上面所示，这一结论在舍入误差范围内成立。因此我们用下面的值作为和此板束相关的压降。

$$\Delta p_c=4866Pa\qquad \Delta p_h=13615Pa$$

其他压降的分量包括动量作用、高度变化引起的压降、入口和出口集成和端口的压降。前面两种作用微小，在此处忽略(密度不变并且在 1.1m 的长度方向

上高度变化可忽略)。对于集成和端口处的压降分量，相应的质量流速为

$$G_{c,p}=\frac{\dot{m}_c}{\left(\frac{\pi}{4}\right)D_p^2}=\frac{10\text{kg/s}}{\left(\frac{\pi}{4}\right)(0.1\text{m})^2}=1273\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

$$G_{h,p}=\frac{\dot{m}_h}{\left(\frac{\pi}{4}\right)D_p^2}=\frac{18\text{kg/s}}{\left(\frac{\pi}{4}\right)(0.1\text{m})^2}=2292\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

用式(6.44)右边第一项计算冷、热流体侧在集成和端口处的压降为

$$\Delta p_{c,p}=\frac{1.5G_{c,p}^2 n_p}{2g_c\rho_i}=\frac{1.5\times[1273\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2\times1}{2\times1\times995.4\text{kg/m}^3}=1221\text{Pa}$$

$$\Delta p_{h,p}=\frac{1.5\times[2292\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2\times1}{2\times1\times995.4\text{kg/m}^3}=3958\text{Pa}$$

其中，$n_p=1$ 表示给定流体侧的流程数。

因此，冷、热流体侧各自总压降为

$$\Delta p_c=4866\text{Pa}+1221\text{Pa}=6087\text{Pa}\qquad \Delta p_h=13615\text{Pa}+3958\text{Pa}=17573\text{Pa}$$

注意冷、热流体侧集成和端口的相应压降分别占各自流体侧的总压降的20%[=(1221/6087)×100%]和22.5%[=(3958/17573)×100%]。

为了比较混合板与单种板PHE的性能，我们重新计算板数(流道数)相同的，和PHE相似的混合板的性能，但其波纹板均为30°。PHE一个流体侧流动和传热面积为

$$A_{o,c}=A_{o,h}=W(2a)N_c=0.5\text{m}\times3.5\times10^{-3}\text{m}\times24=0.042\text{m}^2$$

$$A_c=A_h=0.55\text{m}^2\times24\times2=26.4\text{m}^2$$

两流体侧的质量流速、雷诺数以及传热系数如下。

$$G_c=\frac{\dot{m}_c}{A_{o,c}}=\frac{10\text{kg/s}}{0.042\text{m}^2}=238.10\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\qquad G_h=\frac{\dot{m}_h}{A_{o,h}}=\frac{18\text{kg/s}}{0.042\text{m}^2}=428.57\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

$$Re_c=\frac{G_cD_e}{\mu}=\frac{238.10\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times7\times10^{-3}\text{m}}{8.1\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}}=2058$$

$$Re_h=\frac{G_hD_e}{\mu}=\frac{428.57\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times7\times10^{-3}\text{m}}{8.1\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}}=3704$$

$$h_c=0.724\left(\frac{k}{D_e}\right)Re_c^{0.583}\cdot Pr^{\frac{1}{3}}=0.724\left[\frac{0.619\text{W/(m}\cdot\text{K)}}{7\times10^{-3}\text{m}}\right](2058)^{0.583}(5.47)^{\frac{1}{3}}$$

$$=9640\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$h_h=0.724\left(\frac{k}{D_e}\right)Re_h^{0.583}\cdot Pr^{\frac{1}{3}}=0.724\left[\frac{0.619\text{W/(m}\cdot\text{K)}}{7\times10^{-3}\text{m}}\right](3704)^{0.583}(5.47)^{\frac{1}{3}}$$

$$=13579\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

总体热导 UA 由下式给出。

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{A_c}\left(\frac{1}{h_c}+\hat{\boldsymbol{R}}_{c,f}+\frac{\delta_w}{k_w}+\hat{\boldsymbol{R}}_{h,f}+\frac{1}{h_h}\right)$$

$$=\frac{1}{26.4\text{m}^2}\left[\frac{1}{9640\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}+4\times10^{-5}\text{m}^2\cdot\text{K/W}+3\times10^{-6}\text{m}^2\cdot\text{K/W}+\frac{1}{13579\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}\right]$$

$$=8.3476\times10^{-6}\text{K/W}$$

即有

$$UA=119790\text{W/K}$$

现在我们计算此 PHE 的 NTU、R、P 以及 q。

$$NTU=\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_c}=\frac{119790\text{W/K}}{10\text{kg/s}\times4177\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}=2.868$$

$$R=\frac{(\dot{m}c_p)_c}{(\dot{m}c_p)_h}=\frac{10\text{kg/s}\times4177\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}{18\text{kg/s}\times4177\text{J/(kg}\cdot\text{K)}}=0.556$$

$$P=\frac{1-\exp[-NTU(1-R)]}{1-R\exp[-NTU(1-R)]}=\frac{1-\exp[-2.868\times(1-0.556)]}{1-0.556\times\exp[-2.868\times(1-0.556)]}=0.8528$$

$$q=P(\dot{m}_c c_p)(T_{h,i}-T_{c,i})=0.8528\times10\text{kg/s}\times4177\text{J/(kg}\cdot\text{K)}\times(40-20)\text{K}$$

$$=712\times10^3\text{W}=712\text{kW}$$

最后，阻力因子和压降为

$$f_c=aRe_c^{-n}=0.80(2058)^{-0.25}=0.1188\qquad f_h=0.80(3704)^{-0.25}=0.1025$$

$$\Delta p_{c,\text{core}}=\frac{4f_cLG_c^2}{2g_c\rho D_e}=\frac{4\times0.1188\times1.1\text{m}\times[238.10\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2\times1\times995.4\text{kg/m}^3\times7\times10^{-3}\text{m}}=2126\text{Pa}$$

$$\Delta p_{h,\text{core}}==\frac{4\times0.1025\times1.1\text{m}\times[428.57\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2\times1\times995.4\text{kg/m}^3\times7\times10^{-3}\text{m}}=5944\text{Pa}$$

讨论和注释：这个例子说明如何校核 PHE，其由两板组组装而成，其中一个板组由单种类型的板组成而另一板组由混合型板组成，校核结果如下。

板组	$\dot{m}_c$/(kg/s)	$\dot{m}_h$/(kg/s)	q/kW	$\Delta p_{c,\text{core}}$/kPa	$\Delta p_{h,\text{core}}$/kPa
Ⅰ	5.351	9.632	353.4	4.866	13.615
Ⅱ	4.649	8.368	356.5	4.865	13.607

我们同时将此台换热器与波纹板均为30°板的换热器进行了性能比较。比较主要结果如下：

PHE	$\dot{m}_c$/(kg/s)	$\dot{m}_h$/(kg/s)	q/kW	$\Delta p_{c,\text{core}}$/kPa	$\Delta p_{h,\text{core}}$/kPa
混合型板区	10	18	710	4.866	13.615
单种型板区	10	18	712	2.126	5.944

对目前的问题，当给定 Re，Ⅱ型板的阻力系数是Ⅰ型的4倍。因此，尽管Ⅱ型板组的流动面积是Ⅰ型的2倍，但是其流量仅为总流量的46.5%[= 100% × 8.368kg/s ÷ 18kg/s]。因此，尽管在给定的雷诺数下，混合型板区域的传热系数比单种板区域的传热系数高，但是流量的减小会降低 h，结果是，总的换热量几乎不变(710kW 对比 712kW)。因此，要记住的很重要的一点是混合型区域不应有额外的阻力因子，否则会削弱混合型板的优点。

9.4.4　一台 PHE 的尺寸设计

当对一台 PHE 进行尺寸设计时，与板翅式和管翅式换热器不同，我们对板尺寸的选择范围很小，这是因为我们不能随意选择换热板的宽度或者长度。相反，我们只能在制造商提供的相对小的可用尺寸范围内进行选择。因为制造传热板的模具非常昂贵，每个制造商最多只能提供30种传热板尺寸。为了选择合适的传热板尺寸，我们需要计算端口处的流体流速，作为经验准测，我们需将其限制在最大6m/s(20ft/s)之内。另外，集管和端口的压降不能超过总压降的一定比例(通常为10%，少数情况可以到30%)。通常情况下大多数板的尺寸只能使用两种波纹角度。然而，可以按照各种比例将不同角度的波纹板混合，设计人员对任何 PHE 可以获得明显的 β_{eff} 角的机动性。

文献中(Shah 和 Focke，1998；Shah 和 Wanniarachchi，1991)已提出了 PHE 尺寸设计的两种方法，我们在这里不再陈述，原因是：①这些流程涉及面广；②PHE 工业中的设计人员使用他们自己的电脑程序，利用他们自己的 j 和 f 因子数据；③如果 PHE 换热器的性能不满足要求，可以很容易地通过添减波纹板来调整。已有一些成熟的收敛快的计算机程序用于校核 PHE，这些计算机程序中置有迭代校核方案，从而得到满足传热或压降要求的尺寸。如9.4.1节所述，换热器的尺寸将决定于是传热限制设计还是压降限制设计。

9.5　管壳式换热器

对传统管壳式换热器在性能和设计特征方面进行精确的估计比板翅式换热器和管翅式换热器要困难得多。这主要是因为壳侧流动条件及其对换热器性能的影响的复杂性。除了运行条件外，管壳式换热器还有很多和换热器几何结构相关的变量(即折流板、换热管、前后封头等)。与前面介绍的板翅式换热器不同，完整的尺寸设计(唯一的设计)对管壳式换热器是不可能的。因而，通常的做法是先假定换热器的整个几何结构，然后对其进行校核以确定满足传热要求的管(壳)长，或者在管长给定时确定出口温度。在这两种情况下，都要确定压降。基于一些近似的和以往的设计经验，管壳式换热器的初步设计是可以是实现的。一旦得

到初步设计结果，后续设计计算就是在初步计算基础上的一系列的迭代校核计算，直到获得满意的设计结果。在本节，我们介绍了下面的基本步骤：①结合例子说明校核过程；②管壳式换热器的初步设计以及后续的迭代校核技巧。还需要说明的是，现代设计的实际做法几乎是全部以成熟的商业软件为基础的，这些软件考虑了超出这里给出的简化方法的许多壳侧复杂因素的影响。

在本节，进行校核流程之前我们首先介绍如何在综合考虑各种漏流、旁流以及其他影响的情况下计算壳侧传热和压降。这些因素已被在公开文献中广泛使用的 Bell-Delaware 法所考虑。这种方法最初由 Bell 在以一台可精密控制几何参数的光管弓形折流板换热器的试验数据为基础的校核报告中提出。这种方法又被扩展用于低翅片管 E 型壳，缺口区无换热管 E 型壳以及 F 型壳换热器的校核。

9.5.1 传热和压降计算

传热和压降的计算组成了校核或者尺寸设计问题的核心部分。管侧计算简单易行。传热系数可以按照 7.4 节所述的内部强迫对流关联式计算，压降可以用式(9.20)计算。壳侧的计算除了要考虑流过管束的主要交叉流 B 以外，还要必须考虑漏流(图 4.19 中的 A 流和 E 流)和旁流(图 4.19 中的 C 流和 F 流)的影响。在过去的几年里人们曾经用过几种方法，但是已有文献中最精确的方法是 Bell-Delaware 法。下面介绍的关于壳侧传热系数和压降的一系列关联式组成了 Bell-Delaware 法的核心。

9.5.1.1 壳侧传热系数

在 Bell-Delaware 法中，针对弓形折流板管壳式换热器中的各种漏流和旁流，对理想传热系数 h_{id}进行修正，由式(4.169)得到壳侧传热系数 h_s。h_{id}按照矩形管束布置纯交叉流确定，并假设壳侧的整个流体在(或靠近)壳体的中心线处流过管束。它可以由 Nusselt 数式(7.117)或者其他 Nu 或 j—Re 关联式计算得到，并可以按照 7.6.1 节所述针对物性参数变化作用进行修正。然后，用 5 个纠正因子对 h_{id}进行修正。

$$h_s = h_{id} J_c J_\ell J_b J_s J_r \tag{9.50}$$

式中，J_c 为折流板布置(折流板缺口和间距)修正因子。此系数考虑缺口区的传热并体现整个换热器的平均值。它依赖于折流板间距中交叉流区管子占总的管子数的比例而变化。缺口区无换热管时其值为 1，对小的折流板缺口则增至 1.15，大的折流板缺口时减至 0.65。对于典型的好的换热器设计，其值接近 1。

J_ℓ 为折流板漏流作用修正因子，包括管板间以及板壳体间泄漏(A 流和 E 流)，后者的贡献最大，并适用于较紧凑的结构。它是每个折流板的总的泄漏面积和相邻折流板间交叉流面积的比值以及板壳泄漏面积和管板泄漏面积的比值的函数。如果折流板间距很小，由于较大的漏流，J_ℓ 会比较低。J_ℓ 的典型值在 0.7 ~ 0.8 范

围内。

J_b 为管束和分程旁流（C 流和 F 流）校正因子。它的范围是从固定管板结构且最外圈管子与壳体之间间隙相对较小时的0.9，到拉杆浮头结构且最外圈管子与壳体之间间隙相对较大时的0.7。通过合理地使用拉杆密封片，它可从0.7增加到0.9。

J_s 为在中心挡板间距入口和出口处较大的折流板间距修正因子。喷管布置造成端部折流板间距变大，流速降低，从而使传热系数降低。J_s 通常在0.85～1范围变化。

J_r 为层流流动中造成的任何不利的温度梯度校正因子。这个修正系数仅适用于壳侧雷诺数低于100的情况，而在 $Re_s<20$ 范围内最为有效；其他情况为1。

所有五个修正因子的乘积构成的综合修正因子在较好的设计中约为0.6（即比理想传热系数降低40%）。这个综合因子可降低到0.4。通过大量试验数据的比较表明，用式（9.50）计算的 h_s 和测量数据相比，可以低到50%，可以高到200%，在所有雷诺数范围内，平均低15%（保守的）的误差。

表9.2　Bell-Delaware法的壳侧传热系数修正因子

修正因子	修正因子中参数的计算公式
$J_c=0.55+0.72F_c$	F_c 由式（8.120）给出
$J_\ell=0.44(1-r_s)+[1-0.44(1-r_s)]e^{-2.2r_{lm}}$	$r_s=\dfrac{A_{o,sb}}{A_{o,sb}+A_{o,tb}}$　$r_{lm}=\dfrac{A_{o,sb}+A_{o,tb}}{A_{o,cr}}$ $A_{o,sb}$、$A_{o,tb}$ 和 $A_{o,cr}$ 分别由式（8.130），式（8.129）和式（8.125）给出
$J_b=\begin{cases}1, & N_{ss}^+\geqslant\frac{1}{2}\\ e^{-Cr_b}[1-(2N_{ss}^+)^{\frac{1}{3}}], & N_{ss}^+\leqslant\frac{1}{2}\end{cases}$	$r_b=\dfrac{A_{o,bp}}{A_{o,cr}}$　$N_{ss}^+=\dfrac{N_{ss}}{N_{r,cc}}$ $C=\begin{cases}1.35, & Re_s\leqslant100\\ 1.25, & Re_s>100\end{cases}$
$J_s=\dfrac{N_b-1+(L_i^+)^{(1-n)}+(L_o^+)^{(1-n)}}{N_b-1+L_i^++L_o^+}$	$L_i^+=\dfrac{L_{b,i}}{L_{bc}}$　$L_o^+=\dfrac{L_{b,o}}{L_{bc}}$ $n=\begin{cases}0.6, & 湍流\\ 1/3, & 层流\end{cases}$
$J_r=\begin{cases}1 & Re_s\geqslant100\\ (10/N_{r,c})^{0.18} & Re_s\leqslant20\end{cases}$	$N_{r,c}=N_{r,cc}+N_{r,cw}$，利用式（8.121）和式（8.119）计算 $N_{r,cc}$ 和 $N_{r,cw}$； 对 $20<Re_s<100$，由两式线性插值计算 J_r

注：数据来自Taboreck（1998）。

这些修正因子由具有良好控制的试验确定，结果以图解的形式给出（Bell，1963）。曲线拟合的修正因子公式（Taborek，1998）列在表9.2中。Bell-Delaware方法可用于低翅片E型壳管束，缺口无管E型壳和F型壳换热器。这些扩展所作的修改简略概括如下。

1）当壳侧传热系数较低时采用外部低翅片管，例如存在粘性液体时。在这种情况下，低翅片管的理想传热系数按照适当的关联式，例如式（7.135）计算得出。然后，按照式（9.50）计算有效壳侧 h_s。

2）缺口区无管设计用来尽量减小或消除流动引起的振动。在这种情况下，流过缺口区的流动面积 A_{ow} 由式（8.111）中的 $A_{fr,w}$ 给出，这是因为式（8.117）中的 $A_{fr,t}=0$。换热器的管数计算由 N_tF_c 给出，其中 N_t 是充满管子换热器的管子数。交叉流区管子数占总管数的比例 F_c 由式（8.120）给出。同时，式（9.50）中的 J_c 等于1，由表9.2在计算式（9.50）的 J_r 时取 $N_{r,w}=0$。其他的过程保持不变。

3）对于F壳型换热器，通过采用纵向折流板将获得两个管程和两个壳程。如果这种折流板没有焊在壳体的两侧，由于压差作用，在壳体侧当流体从逆向流动到顺向流动时会有漏流发生。同时在壳程侧将有因为通过折流板由热的一边到冷的一边的导热而引起的热量的泄漏。在一些情况下，这些作用不能忽略。如果我们忽略了这些影响，与单壳程相比除了将所有流动和表面面积降低一半外，Bell-Delaware方法保持不变。

9.5.1.2 壳侧压降

同壳侧的传热相似，壳侧的压降也会受到多种漏流和旁流的影响。壳侧压降有三部分：①中心区（交叉流区）压降 Δp_{cr}；②缺口压降 Δp_w；③壳侧的入口和出口区压降 $\Delta p_{i\text{-}o}$（参见6.4.2.2节）。假设三部分的每一部分都基于总的流量，且可通过对相应理想压降的校核得到。

在中央区域的理想压降 $\Delta p_{b,id}$ 是指穿过理想管束流体的纯交叉流的压降。这一压降应由下面的方式修正：①用修正因子 ζ_ℓ 修正对应于图4.19种的漏流A和E的影响；②用修正因子 ζ_b 修正图4.19的管束和分程旁流C和F影响。缺口区的理想压降 Δp_w 也要针对两种折流板漏流进行修正。最后，理想入口和出口区域压降 $\Delta p_{i\text{-}o}$ 基于中心区域的理想交叉流压降确定。这些压降需要针对旁流（修正因子 ζ_b），以及出口和入口区域的非均匀折流板间距（修正因子 ζ_s）加以修正。因此，由式（6.43）总的壳侧压降由下式给出。

$$\Delta p_s=\Delta p_{cr}+\Delta p_w+\Delta p_{i\text{-}o}=[(N_b-1)\Delta p_{b,id}\zeta_b+N_b\Delta p_{w,id}]\zeta_\ell+2\Delta p_{b,id}\left(1+\frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)\zeta_b\zeta_s \tag{9.51}$$

$\Delta p_{b,id}$ 和 $\Delta p_{w,id}$ 分别由式（6.37）和式（6.39）给出。式（6.37）的哈根数由式（7.109）给出。式（9.51）中的各种修正因子定义如下。

ζ_ℓ 为针对管与折流板和折流板与壳的漏流 A 和 E 的修正因子。这个因子所修正的影响与 J_ℓ 相同，但是大小不同。通常，$\zeta_\ell \approx 0.4 \sim 0.5$，对小折流板间距这一值有可能更低。

ζ_b 为针对旁流(C 和 F)修正因子。它的大小与 J_b 不同，根据结构类型和密封条的数目不同，其在 0.5 ~ 0.8 范围内取值。对于具有一对或者两对密封条的拉杆浮头设计，此值通常较低；对于完全布管的固定板管设计，其值较高。

ζ_s 为针对入口和出口处具有和中心区不同的折流板间距的修正因子，取值范围为 0.2 ~ 2。这些修正因子，最早以图解的形式给出(Bell 1963,1988b)，由 Taborek 以公式形式列在表 9.3 中。

表 9.3 Bell-Delaware 法的壳侧压降修正因子

修正因子	修正因子中参数的计算公式
$\zeta_b = \begin{cases} \exp\{-Dr_b[1-(2N_{ss}^+)^{\frac{1}{3}}]\}, & N_{ss}^+ < \frac{1}{2} \\ 1, & N_{ss}^+ \geq \frac{1}{2} \end{cases}$	r_b 和 N_{ss}^+ 在表 9.2 中定义 $D = \begin{cases} 4.5, & Re_s \leq 100 \\ 3.7, & Re_s > 100 \end{cases}$
$\zeta_l = \exp[-1.33(1+r_s)r_{lm}^p]$	r_s 和 r_{lm} 在表 9.2 中定义 $p = [-0.15(1+r_s)+0.8]$
$\zeta_s = \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,o}}\right)^{2-n'} + \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,i}}\right)^{2-n'}$	$n' = \begin{cases} 1.0, & 层流 \\ 0.2, & 湍流 \end{cases}$

相比无折流板漏流和管束旁流作用的压降(即 $\Delta p_{s,actual} \approx 0.2 \sim 0.3\Delta p_{s,id}$)，所有修正因子的综合作用使理想总压降降低了 20%~30%。和大量试验数据比较表明，用式(9.51)计算的壳侧 Δp_s 比测量数据，可在 $Re_s > 1000$ 时低 5%(不可靠)到 $Re_s < 10$ 时高 100% 的范围变化。

尽管有上述事实，但是还要强调的是缺口区会造成高的压降(和式(9.51)中其他部分相比)，而不会对传热有明显的贡献。和折流网和许多新型的管壳式设计相比，这会导致弓形折流板换热器传热功率和压降的比值下降。

9.5.2 校核流程

下面是 Bell-Delaware 法(Bell,1988b)的逐步校核流程。对于校核问题，换热器详细几何结构已知，目的是确定热负荷、出口温度，以及两流体侧的压降。如果要确定换热器的长度，我们会描述求解方式的改进。

1）计算每一流体侧的传热面几何特征。这包括壳侧交叉流区和缺口区的流

动面积以及漏流面积和8.5节详细描述的相关信息。同时也要计算管侧的流动面积、传热面面积、自由流动面积与正面面积比和其他相关尺寸。

2）计算每侧流体的整体温度和流体热物性参数。因为对于校核问题出口温度未知，需先假定。除非根据以往经验是已知的，否则对大多数单管程和多管程的管壳式换热器的有效度假设为50%或多壳程换热器为60%~75%。由假设的有效度应用式(9.9)和式(9.10)计算流体的出口温度。根据热容量比 C^*，如9.1节所述，计算每侧流体的平均温度。然后，查有关热物性参数的书、手册或者附录A可得流体参数(μ、c_p、k、Pr 和 ρ)。

3）计算雷诺数$\left(Re=\dfrac{GD_h}{\mu}\right)$和(或者)其他有关的量纲为一组(利用基本的定义)，它们用于确定换热器每流体侧传热面的量纲为一传热和流阻特性(即 j 或者 Nu 和 f, Eu 或者 Hg)。用式(9.11)和式(9.12)在第二次和后续迭代中对 Nu(或者 j)针对变流体特性进行修正。

4）由 Nu 或者 j，按照下列公式计算两流体侧的传热系数。

$$h=Nu\frac{k}{D_h}\quad 或者\quad h=jGc_p\,Pr^{-\frac{2}{3}}\tag{9.52}$$

5）由表9.2，针对折流板布置、漏流、旁流、端部非均匀流板间距以及壳侧的不利温度梯度计算各种 J 的修正因子。利用式(9.50)计算壳侧的有效或者实际传热系数。

6）同时计算管侧的传热系数、管壁热阻、污垢热阻和总传热系数。

7）根据每侧流体的热容量，计算 $C^*=C_{min}/C_{max}$。根据已知的 UA，确定 $NTU=UA/C_{min}$。根据已知的 NTU、$C^*=C_{min}/C_{max}$ 以及流动布置，由封闭方程(参看表3.6)或者表(图解)结果确定换热器的有效度 ε。

8）由 ε，按照式(9.9)和式(9.10)最终计算出出口温度。如果得出的出口温度和第2)步的假定值相差很大，那么将这些出口温度带入第2)步，继续进行第2)步到第8)步的迭代，直到假设值和计算出的出口温度在期望的精度内收敛。

9）为计算压降，按下面所述计算两侧流体平均流体密度：对液体采用算术平均方法，对气体采用式(9.18)所示的调和平均方法。对于壳侧的压降，由表9.3中给出的公式计算各种修正因子，由式(6.37)和式(6.39)计算理想交叉流区和缺口区的压降，由式(6.34)或式(9.51)计算壳侧总压降。对于管侧的压降，由已知 σ、Re 以及通道入口几何结构，查图6.3得入口和出口的损失系数 K_c 和 K_e。应用式(9.11)或式(9.12)针对各种流体物性参数变化对每一流体侧的摩擦因数进行修正。用式(6.28)或式(6.33)计算每一流体侧芯体的压降。

对于TEMA换热器，如果热负荷以及除换热(管)长度外的换热器详细几何结构参数都是已知的，可以按如下所述的步骤对前面介绍的流程进行修改以确定管

长。除了传热面面积未知外，第1)步其他内容保留。因为热负荷已知，出口温度已知，因此第2)步中提到的流体物性参数可以在换热器平均温度下确定。按照第3)～第6)步计算总的壳侧传热系数 U_s。因为所有端口温度已知，利用式(3.172)和式(3.173)计算对数平均温差。同时根据已知的四个端口温度，按照式(3.96)和式(3.105)计算温度有效度 P_s 以及热容量比值 R_s，用下标 s(壳侧)和 t(管侧)分别替换下标1和2。下面根据已知的 P_s、R_s 以及换热器类型(流动安排)，确定对数平均温差的修正因子 F。最后，按照下列公式计算壳侧传热面积。

$$A_s = \frac{q}{U_s F \Delta T_{lm}} \tag{9.53}$$

用公式 $L = \frac{A_s}{\pi d_o N_t}$ 计算所要求的换热器有效长度，用式(8.126)计算要求的折流板数。

现在我们举例说明这种校核方法。

例9.4 对一台固定管板设计和单壳程双管程TEMA E型管-壳式换热器，计算其换热量、出口温度以及每一流体侧的压降。换热管在管束中以45°扭转方形布置。流体为润滑油和海水。油和水侧的污垢因子分别为 $1.76 \times 10^{-4} m^2 \cdot K/W$ 和 $8.81 \times 10^{-5} m^2 \cdot K/W$。下面给出几何尺寸数据和运行特性。假设油和水的平均温度分别为63℃和35℃。

壳体内径	$D_s = 0.336m$	密封条对的数目	$N_{ss} = 1$
管外径	$d_o = 19.0m$	管子总数	$N_t = 102$
管内径	$d_i = 16.6m$	管子长度	$L = 4.3m$
管间距	$p_t = 25.0m$	旁流通道宽度	$w_p = 19.0m$
管束倾斜角	45°	管程数	$n_p = 2$
中部折流板间距	$L_{bc} = 0.279m$	通道划分个数	$N_p = 2$
入口折流板间距	$L_{bi} = 0.279m$	最外圈管子直径	$D_{otl} = 0.321m$
出口折流板间距	$L_{bo} = 0.279m$	折流板管孔径向间隙	$\delta_{tb} = 0.794mm$
折流板缺口高度	$\ell_c = 86.7mm$ 或者 25.8%	壳体与折流板径向间隙	$\delta_{sb} = 0.794mm$
管子材料	耐酸黄铜(70% Cu,30% Ni)	管壁热导率	$k_w = 111W/(m \cdot K)$

运 行 条 件

润滑油流量	$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_s = 36.3kg/s$	海水流量	$\dot{m}_{water} = \dot{m}_t = 18.1kg/s$
油入口温度	$T_{s,i} = 65.6℃$	水入口温度	$T_{t,i} = 32.2℃$
油侧污垢因子	$\hat{R}_{o,f} = 0.000176(m^2 \cdot W)/K$	水侧污垢因子	$\hat{R}_{i,f} = 0.000088(m^2 \cdot W)/K$

（续）

物性参数					
参数 / 流体	密度 ρ_s/(kg/m³)	比热容 c_p/[J/(kg·K)]	动力粘度 μ/(Pa·s)	传热系数 k/[W/(m²·K)]	普朗特数 Pr
油(63℃)	849	2094	64.6×10^{-3}	0.140	966
水(35℃)	993	4187	0.723×10^{-3}	0.634	4.77

利用 Dittus-Boelter 关联式[表 7.6 中式(7.80)]计算管侧传热系数。利用 McAdams 关联式[表 7.6 中式(7.72)]计算管侧摩擦因子。利用下列关联式计算壳侧摩擦因子和努西尔特数。

$$f_{id}=3.5\ (1.33d_o/p_t)^b\cdot Re_s^{-0.476}$$

其中 $b=6.59/(1+0.14\ Re_s^{0.52})$；$Nu_s=1.04\ Re_d^{0.4}\ Pr_s^{0.36}\ (Pr_s/Pr_w)^{-0.25}$

求解：

问题数据和简述：图 1.5b 是 1-2 TEMA E 型管壳式换热器的图解，图 8.9 和图 8.11 给出了其特别换热器区域和特征尺寸。主要的几何尺寸、运行条件以及流体的热物性参数在问题的描述中给出。

确定：校核需要计算其换热量、出口温度以及每流体侧的压降。

假设：3.2.1 节采用的应用于管壳式换热器的假设在此成立。

分析：对这一校核问题的若干步骤我们遵循前面给出的求解程序。首先，按例 8.3 种给出的详细步骤确定壳侧所有几何特征。然后计算壳体每侧(按 9.5.1 节的介绍)和管侧的传热系数。因而在给定的运行条件下可计算出换热器总的传热系数和设计参数。根据所有这些数据，可直接计算出传热功率和出口温度。最后，确定压降，完成校核。在我们详细介绍之前，我们先列出要用到的，由例 8.3 得到的如下几何数据。

$A_{o,cr}=0.03275\text{m}^2$　　$F_c=0.6506$　　$A_{o,sb}=0.001027\text{m}^2$　　$A_{o,tb}=0.001995\text{m}^2$

$A_{o,bp}=0.00949\text{m}^2$　　$N_{r,cc}=9$　　$N_b=14$　　$A_{o,w}=0.01308\text{m}^2$

壳侧传热系数：我们先计算壳侧流速、雷诺数、理想传热系数，然后根据各种漏流和旁流对其修正。

壳侧质量流速　$G_s=\dfrac{\dot{m}_s}{A_{o,cr}}=\dfrac{36.3\text{kg/s}}{0.03275\text{m}^2}=1108\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$

壳侧雷诺数　$Re_s=\dfrac{G_s d_o}{\mu_s}=\dfrac{1108\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}\times0.0190\text{m}}{64.6\times10^{-3}}=326$

我们现在当$Re_d=Re_s$时由给出的关联式计算 Nu_s。注意我们还没有计算 T_w，所以我们无法计算Pr_w。所以在本次迭代中，我们认为$Pr_s=Pr_w$。

$$Nu_s = 1.04 Re_d^{0.4} \cdot Pr_s^{0.36}\left(\frac{Pr_s}{Pr_w}\right)^{0.25} = 1.04 \times (326)^{0.4} \times (966)^{0.36} = 125.0\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}$$

$$h_{id} = \frac{Nu_s k}{d_o}\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{-0.14} = \frac{125.0 \times 0.140\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}}{0.0190\mathrm{m}}(1)^{-0.14} = 921.0\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}$$

折流板缺口和间距作用修正因子为

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c = 0.55 + 0.72 \times 0.6506 = 1.018$$

为了由表9.2计算管子与折流板、折流板与壳体之间的泄漏修正因子 J_ℓ，我们要按照下面的式子计算 r_s 和 r_{lm}。

$$r_s = \frac{A_{o,sb}}{A_{o,sb} + A_{o,tb}} = \frac{0.001027\mathrm{m^2}}{0.001027\mathrm{m^2} + 0.001995\mathrm{m^2}} = 0.3398$$

$$r_{\mathrm{lm}} = \frac{A_{o,sb} + A_{o,tb}}{A_{o,cr}} = \frac{0.001027\mathrm{m^2} + 0.001995\mathrm{m^2}}{0.03275\mathrm{m^2}} = 0.0923$$

$$\begin{aligned} J_\ell &= 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)]\mathrm{e}^{-2.2r_{\mathrm{lm}}} \\ &= 0.44 \times (1 - 0.3398) + [1 - 0.44 \times (1 - 0.3398)]\mathrm{e}^{-2.2 \times 0.0923} = 0.8696 \end{aligned}$$

在我们确定了 C(对 $Re_s = 326$)、r_b 以及 N_{ss}^+ 以后，让我们用表9.2中的公式计算 J_b。

$$C = 1.25 \qquad r_b = \frac{A_{o,bp}}{A_{o,cr}} = \frac{0.00949\mathrm{m^2}}{0.03275\mathrm{m^2}} = 0.2898 \qquad N_{ss}^+ = \frac{N_{ss}}{N_{r,cc}} = \frac{1}{9} = 0.1111$$

$$J_b = \exp\{-Cr_b[1 - (2N_{ss}^+)^{\frac{1}{3}}]\} = \exp\{-1.25 \times 0.2898 \times [1 - (2 \times 0.1111)^{\frac{1}{3}}]\} = 0.8669$$

为了由表9.2确定非均匀折流板间距修正因子 J_s，现在我们计算 L_i^+ 和 L_o^+。

$$L_i^+ = \frac{L_{b,i}}{L_{b,c}} = L_o^+ = \frac{L_{b,o}}{L_{b,c}} = \frac{0.318\mathrm{m}}{0.279\mathrm{m}} = 1.14 \qquad n = 0.6,\ 紊流(Re_s > 100)$$

$$J_s = \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{(1-n)} + (L_o^+)^{(1-n)}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+} = \frac{14 - 1 + (1.14)^{0.4} + (1.14)^{0.4}}{14 - 1 + 1.14 + 1.14} = 0.9887$$

最后，因 $Re_s = 326 > 100$，不利温度梯度修正因子 $J_r = 1$。

由确定的所有的修正因子 J，壳侧真实的传热系数为

$$\begin{aligned} h_s &= h_o = h_{\mathrm{id}}J_cJ_\ell J_bJ_sJ_r = 921.0\mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \times 1.018 \times 0.8696 \times 0.8669 \times 0.9887 \times 1 \\ &= 698.8\mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \end{aligned}$$

一旦壁温在下一次的迭代中计算出来，就可以如7.6.1节所述针对流体物性参数变化对传热系数进行修正。

管侧传热系数：

每管程管子数：$N_{t,p} = \dfrac{N_t}{2} = \dfrac{102}{2} = 51$

每管程管侧流动面积：$A_{o,t} = \dfrac{\pi}{4}d_i^2 N_{t,p} = \dfrac{\pi}{4}(0.0166\mathrm{m})^2 \times 51 = 0.01104\mathrm{m^2}$

管侧雷诺数：$Re_t = \frac{\dot{m}_t d_i}{A_{o,t}\mu_t} = \frac{18.1\text{kg/s} \times 0.0166\text{m}}{0.01104\text{m}^2 \times (0.723 \times 10^{-3}\text{Pa} \cdot \text{s})} = 37643$

努西尔特数：$Nu_t = 0.024Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 0.24 \times (37643)^{0.8}(4.77)^{0.4} = 205.2$

传热系数：$h_t = h_i = \frac{(Nuk)_t}{d_i} = \frac{205.2 \times 0.634\text{W/(m} \cdot \text{K)}}{0.0166\text{m}} = 7837\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

总传热系数：由式(3.31a)有

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \hat{R}_{o,f} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \hat{R}_{i,f}\frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i}\frac{d_o}{d_i}$$

$$= \frac{1}{698.8\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}} + 0.000176(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W} + \frac{0.0190\text{m} \times \ln\left(\frac{0.0190\text{m}}{0.0166\text{m}}\right)}{2 \times 111\text{W/(m} \cdot \text{K)}} +$$

$$0.000088(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}\left(\frac{0.0190\text{m}}{0.0166\text{m}}\right) + \frac{1}{7837\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}}\left(\frac{0.0190\text{m}}{0.0166\text{m}}\right)$$

$$= (0.001431 + 0.000176 + 0.0000116 + 0.0001007 + 0.000146)(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$$

$$= 0.0018653(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$$

即有

$$U_o = 536.1\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

上面计算过程中的单位热阻 $1/U_o$ 表示各独立部分热阻分别为：76.7%，9.5%，0.6%，5.4%和7.8%。因此，最大的热阻在壳侧，污垢热阻、管壁热阻和传热壁热阻和管侧热阻具有同一数量级。

总的管外传热面积为

$$A_s = A_{t,o} = \pi L d_o N_t = \pi \times 4.3\text{m} \times 0.0190\text{m} \times 102 = 26.180\text{m}^2$$

$$C_{\min} = C_t = (\dot{m}c_p)_t = 18.1\text{kg/s} \times 4187\text{J/(kg} \cdot \text{K)} = 75785\text{W/K}$$

$$C_{\max} = C_s = (\dot{m}c_p)_s = 36.3\text{kg/s} \times 2094\text{J/(kg} \cdot \text{K)} = 76012\text{W/K}$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{75785\text{W/K}}{76012\text{W/K}} = 0.997 \approx 1$$

传热单元数为

$$NTU = \frac{U_o A_{t,o}}{C_{\min}} = \frac{U_o A_{t,o}}{C_t} = \frac{536.1\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)} \times 26.180\text{m}^2}{75785\text{W/K}} = 0.1852$$

按照表3.3中的公式，换热器有效度为

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2} + \coth\left(\frac{NTU}{\sqrt{2}}\right)} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2} + \coth\left(\frac{0.1852}{\sqrt{2}}\right)} = 0.1555$$

换热量以及出口温度：

换热量：

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{s,i} - T_{t,i}) = 0.1555 \times 75785\text{W/K} \times (65.6 - 32.2)℃ = 393600\text{W} = 393.6\text{kW}$$

油出口温度：

$$T_{s,o} = T_{s,i} - \varepsilon C^{*}(T_{s,i} - T_{t,i}) = 65.6℃ - 0.1555 \times 0.997 \times (65.6 - 32.2)℃ = 60.4℃$$

水出口温度：

$$T_{t,o} = T_{t,i} + \varepsilon(T_{s,i} - T_{t,i}) = 32.2℃ + 0.1555 \times (65.6 - 32.2)℃ = 37.4℃$$

平均温度[○]：

$$T_{s,m} = \frac{T_{s,i} + T_{s,o}}{2} = \frac{(65.6 + 60.4)℃}{2} = 63.0℃$$

$$T_{t,m} = \frac{T_{t,i} + T_{t,o}}{2} = \frac{(32.2 + 37.4)℃}{2} = 34.8℃$$

压降计算：为计算理想管束的压降，我们首先利用给定的公式计算理想摩擦因子：

$$f_{id} = 3.5\left(1.33\frac{d_o}{p_t}\right)^b \cdot Re_s^{-0.476} = 3.5\left(\frac{1.33 \times 19.0\text{mm}}{25.0\text{mm}}\right)^{1.72}(326)^{-0.476} = 0.2269$$

其中：

$$b = \frac{6.59}{1 + 0.14Re_s^{0.52}} = \frac{6.59}{1 + 0.14 \times (326)^{0.52}} = 1.72$$

$$\Delta p_{b,id} = \frac{4f_{id}G_s^2 N_{r,cc}}{2g_c\rho_s}\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{0.25} = \frac{4 \times 0.2269 \times [1108\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2 \times 9}{2 \times 1 \times 849\text{kg/m}^3}(1)^{0.25} = 5906\text{Pa}$$

为了计算交叉流区的压降，我们首先按照表9.3中的表达式计算修正因子 ζ_b 和 ζ_ℓ。

$$\zeta_b = \exp\{-Dr_b[1 - (2N_{ss}^{+})^{\frac{1}{3}}]\} = \exp\{-3.7 \times 0.2898 \times [1 - (2 \times 0.1089)^{\frac{1}{3}}]\} = 0.6524$$

根据 $Re_s > 100$ 时 $D = 3.7$ 和前面在计算 J_b 时得到的 $r_b = 0.2898$ 有

$$\zeta_\ell = \exp[-1.33(1 + r_s)r_{lm}^p] = \exp[-1.33 \times (1 + 0.3398)(0.0923)^{0.60}] = 0.6527$$

其中，由表9.3的公式可知，p 为

$$p = [-0.15(1 + r_s) + 0.8] = [-0.15 \times (1 + 0.3398) + 0.8] = 0.60$$

因此，由式(6.39a)得到 $\Delta p_{w,id}$，再由式(9.51)得到 Δp_{cr} 和 Δp_w 如下。

$$\Delta p_{cr} = \Delta p_{b,id}(N_b - 1)\zeta_b\zeta_\ell = 5906\text{Pa} \times (14 - 1) \times 0.6524 \times 0.6527 = 32694\text{Pa}$$

$$\Delta p_w = N_b(2 + 0.6N_{r,cw})\frac{G_w^2}{2g_c\rho_s}\zeta_\ell = 14 \times (2 + 0.6 \times 3)\frac{[1754\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}]^2}{2 \times 1 \times 849\text{kg/m}^3} \times 0.6527$$

○ 计算的平均温度（油和水分别为63℃和35℃）和在问题的描述中为热物性人为假设的值相同。因而，对此问题中的热物性特性的变化不需要迭代。

$=62914\text{Pa}$

其中，

$$G_w=\frac{\dot{m}_s}{(A_{o,cr}A_{o,w})^{\frac{1}{2}}}=\frac{36.3\text{kg/s}}{(0.03275\text{m}^2\times0.01308\text{m}^2)^{\frac{1}{2}}}=1754\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

在由表9.3计算出ζ_s后，现在让我们用式(9.51)确定入口和出口区域压降。

$$\zeta_s=\left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,o}}\right)^{2-n'}+\left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,i}}\right)^{2-n'}=\left(\frac{0.279\text{m}}{0.318\text{m}}\right)^{2-0.2}+\left(\frac{0.279\text{m}}{0.318\text{m}}\right)^{2-0.2}=1.5803$$

其中 $n'=0.2$

$$\Delta p_{i\text{-}o}=2\Delta p_{b,id}\left(1+\frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)\zeta_b\zeta_s=2\times5906\text{Pa}\times\left(1+\frac{3}{9}\right)\times0.6524\times1.5803$$
$$=16237\text{Pa}$$

然后有

$$\Delta p_s=\Delta p_{cr}+\Delta p_w+\Delta p_{i\text{-}o}=(32694+62914+16237)\ \text{Pa}=111845\text{Pa}=112\text{kPa}$$
$$(29.2\%)(56.3\%)\quad(14.5\%)$$

注意在本题中，缺口区的压降大于提供大多数换热面积的交叉流区的压降。因此，缺口区导致过剩压降且对传热没有明显贡献。

管侧压降：由表7.6中的式(7.72)有

$$f=0.046Re_t^{-0.2}=0.046\times(37643)^{-0.2}=0.005593$$

由图6.3有

$$K_c=0.3\quad K_e=0.4，\text{对于 }\sigma=\frac{2(p_t-d_o)}{\sqrt{2}p_t}=\frac{2\times(25.0-19.0)\text{mm}}{\sqrt{2}\times25.0\text{mm}}=0.34$$

$$\Delta p_t=\frac{\dot{m}_t^2}{2g_c\rho_tA_{o,t}^2}\left[\frac{4fL}{d_i}+(1-\sigma^2+K_c)-(1-\sigma^2-K_e)\right]n_p$$
$$=\frac{(18.1\text{kg/s})^2}{2\times1\times993\text{kg/m}^3\times(0.01104\text{m}^2)^2}\left(\frac{4\times0.005593\times4.3\text{m}}{0.0166\text{m}}+0.3+0.4\right)\times2$$
$$=17582\text{Pa}\approx17.58\text{kPa}$$

由于水在入口和出口处密度没有明显变化，且变化信息没有给定，所以我们认为：$\rho_i=\rho_o=\rho_m$。

讨论和注释：尽管计算流程步骤较多，但是校核问题的求解简单易行。原则上，由于流体平均温度未知，计算过程必须由迭代实现。在这一特殊例子中，起始假设的平均温度与随后计算出的值一致。为了针对物性参数变化进行修正，在两流体侧的热阻已知后，要对壳侧的Nu_s重新计算以确定T_w和Pr_w。T_w可按照例9.1中所述的同样流程计算。

9.5.3 近似设计方法

给定负荷的管壳式换热器的近似设计（尺寸设计）方法有几方面的目标：

①快速确定结构和尺寸；②估算成本；③设备布置；④核对计算机程序的计算结果。对壳侧或管外面积，这一方法的基础是式(3.184)，重组如下。

$$A_s = \frac{q}{U_o \Delta T_m} = \frac{q}{U_o F \Delta T_{lm}} \tag{9.54}$$

其中，$U_o = U_s$ 是基于管外或者壳侧传热面积的总体传热系数。通过近似地但快速地估计 q、U_o、F 以及 ΔT_{lm}，人们可满足近似的表面面积的要求并随之确定换热器的尺寸，这将在下面讨论。由于这是一个尺寸设计流程，热负荷和入口温度均已知或者给定入口温度和出口温度。把壳侧流体看作热流体，这几个量通过下面的能量守恒方程式(3.5)联系起来。

$$q = \dot{m}_s c_{p,s}(T_{s,i} - T_{s,o}) = \dot{m} c_{p,t}(T_{t,o} - T_{t,i}) \tag{9.55}$$

式(9.54)中的总传热系数 U_o 可以通过式(3.31a)计算。

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{o,f}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{h_{i,f} d_i} + \frac{d_o}{h_i d_i} \tag{9.56}$$

其中，h_i、h_o、$h_{i,f}$以及 $h_{o,f}$(下标 i 和 o 表示管内侧和管外侧或壳侧)由表9.4选择。需要强调的是表中给出的这些值都是基于正常流速或者额定允许压降；对非常特殊的运行条件需打一定的折扣。同时要注意表中相应脚注的解释。

对数平均温差修正因子 F 应估计如下。对于逆流换热器或者一种流体在换热器中温度变化很小的情况，修正因子 $F=1$。对于管程数为任意偶数的单个TEMA E 型壳，如果没有温度交叉，修正因子 $F>0.8$，粗略估计应为0.9，除非可以由图3.13确定。当两流体的出口温度相等时(这样避免温度交叉)，$F=0.8$。如果 $T_{s,o} < T_{t,o}$，则在多流程换热器中存在温度交叉(这里我们假定壳侧流体比管内流体热)，在这种情况下，可以考虑多壳体串联方式。修正因子可以按照图3.18所示的流程确定。

根据已知的入口温度和给定或者计算出的出口温度，按照式(3.172)和式(3.173)的定义计算对数平均温差 ΔT_{lm}。得到式(9.54)右侧的所有参数后，可由此式计算管外侧的全部表面面积 A_s(如果有的话，还应包括翅片面积)。

换热器尺寸如下：

为了将 A_s 与壳体内径和有效管长联系起来，我们将应用如图9.4(*Bell*, 1998)所示的信息。此图由一台普遍采用的满管布置管壳式换热器生成，此换热器具有下面的几何数据：外径为19.05*mm* 的光管，边长为23.8*mm* 的等边三角形布置，单管程和固定管板。在此图中，对直管换热器，有效管长代表管板间的真实距离，对于 *U* 形管束代表管板和切线之间的距离。黑实线表示壳体的内径。由上面 A_s 的估计值，人们可计算许多有效管长 L_{eff}和壳体内径 D_s 的组合。L_{eff}/D_s 的期望范围(如图9.4虚线所示)为3～15，优先选取的范围是6～10。$L_{eff}/D_s \leqslant 3$

会导致较差的壳侧流动分布和进口及出口喷管的较大压降 Δp。$L_{eff}/D_s \geq 15$ 在机械上很难处理并且不便于管束维修或者拆卸。

现在我们介绍如何把图 9.4 用于不同管径和管束布置、管侧复合管程构造以及其他管束构造。将与图 9.4 中所示不同几何结构的有效管侧面积记为 A_s'。图 9.4 的纵坐标轴重命名为 A_s'。它和由式(9.54)计算的 A_s 有如下关系：

$$A_s' = A_s F_1 F_2 F_3 \tag{9.57}$$

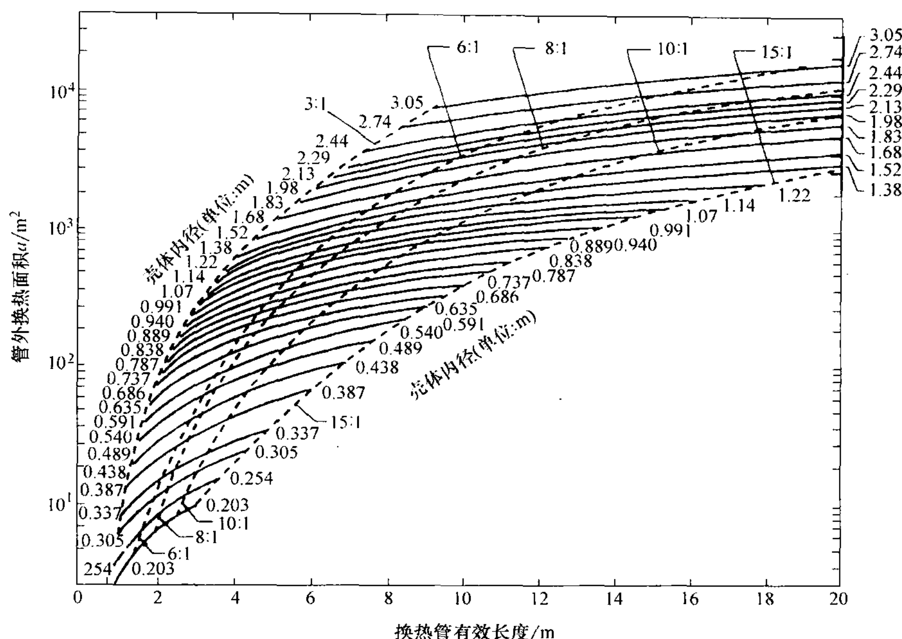


图 9.4 管外(壳侧)传热面积 A_s 关于壳体内径与有效管长的函数关系(摘自 Bell,1998)

注：针对如下换热器：具有外径为 19.05mm 的光管，23.8mm 等边三角形布置方式的管束的单管程固定管板的满管换热器

一旦我们如下所述计算出修正因子 F_1、F_2 和 F_3，并用式(9.54)得出 A_s，然后用式(9.57)可计算出 A_s'，就可像以前一样用图 9.4 确定有效管长和壳体内径的组合。让我们阐述如何计算修正因子。

F_1 为管外径和管束布置修正因子。对于 19.05mm 管按 23.8mm 和30°的方式布置，$F_1=1$。对于其他的 d_o 和 p_t，由表 9.5 给出。

F_2 为管程数修正因子。单管程设计，$F_2=1$。对多管程(U 形管以及浮头管束)F_2 的值由表 9.6 获得。

F_3 为各种后端管箱设计(壳体结构)的修正因子，其值由表 9.7 给出。

9.5.4 更严格的热力设计方法

更严格换热器设计方法包括前面几节中所述的所有内容。为了简洁起见，下面是换热器设计或校核问题的逐步流程。

1）当给定热负荷和流体入口温度时，根据总体的能量平衡和已知或者所选定的流体质量流量计算出口温度。如果出口温度给定，计算热负荷要求。

2）基于通常的行业经验（见10.2.1节中的选择标准）、机械完整性和维护的需要选择初步的流动布置方式（即管壳式换热器的类型）。

3）根据9.5.3节中的近似设计方法初步确定换热器的尺寸。选定壳体内径、管径、管长度、管间距和布置方式，以及折流板间距。计算管数以及管程数。

4）根据9.5.2节所述的校核流程，那里采用了Bell-Delaware方法（见9.5.1节关于传热系数的计算），或者运用流动分析法（Taborek,1998;见4.4.1.4节）或其他现有的校核流程。

5）将步骤4）中计算出的换热量和压降与要求值比较。如果换热量符合要求，压降在允许范围之内，则热力设计完成。这样，机械设计便与热力设计平行和串行进行以保证结构的完整性，并遵从可用规范和标准。并且，完成核查流体诱导振动[和(或)其他运行问题]及进行成本估计，从而结束设计。

表9.4　管壳式换热器的典型膜传热系数和污垢因子

流体条件			$h/[W/(m^2 \cdot K)]$ ①,②	污垢热阻/$(m^2 \cdot K/W)$ ①
实际传热				
水③	液态		5000 ~ 7500	$(1 \sim 2.5) \times 10^{-4}$
氨	液态		6000 ~ 8000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
轻有机物④	液态		1500 ~ 2000	$(0 \sim 2) \times 10^{-4}$
中等有机物⑤	液态		750 ~ 1500	$(1 \sim 4) \times 10^{-4}$
重有机物⑥	液态			
		加热	250 ~ 750	$(2 \sim 10) \times 10^{-4}$
		冷却	150 ~ 400	$(2 \sim 10) \times 10^{-4}$
特重有机物⑦	液态			
		加热	100 ~ 300	$(4 \sim 30) \times 10^{-3}$
		冷却	60 ~ 150	$(4 \sim 30) \times 10^{-3}$

（续）

	流体条件	$h/[W/(m^2 \cdot K)]$[①,②]	污垢热阻/$(m^2 \cdot K/W)$[①]
气体[⑧]	压力 $100 \sim 200kN/m^2$ abs	80 ~ 125	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	压力 $1MN/m^2$ abs	250 ~ 400	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	压力 $10MN/m^2$ abs	500 ~ 800	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
凝结传热蒸汽，氨	压力 $10kN/m^2$ abs，无不可凝结[⑨,⑩]	8000 ~ 12000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	压力 $10kN/m^2$ abs，1%不可凝结[⑪]	4000 ~ 6000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	压力 $10kN/m^2$ abs，4%不可凝结[⑪]	2000 ~ 3000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	压力 $100kN/m^2$ abs，无不可凝结[⑨,⑩,⑪,⑫]	10000 ~ 15000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	压力 $1MN/m^2$ abs，无不可凝结[⑨,⑩,⑪,⑫]	15000 ~ 25000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
轻有机物[④]	单一成分，压力 $10kN/m^2$ abs，无不可凝结[⑨]	1500 ~ 2000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	压力 $10kN/m^2$ abs，4%不可凝结[⑪]	750 ~ 1000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	单一成分，压力 $100kN/m^2$ abs，无不可凝结	2000 ~ 4000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
	单一成分，压力 $1MN/m^2$ abs	3000 ~ 4000	$(0 \sim 1) \times 10^{-4}$
中等有机物[⑤]	单一成分或者窄凝结范围，压力 $100kN/m^2$ abs[⑬,⑭]	1500 ~ 4000	$(1 \sim 3) \times 10^{-4}$
重有机物	窄凝结范围，压力 $100kN/m^2$ abs[⑬,⑭]	600 ~ 2000	$(2 \sim 5) \times 10^{-4}$
轻多组份混合物，全部可凝结[④]	中度凝结范围，压力 $100kN/m^2$ abs[⑪,⑬,⑮]	1000 ~ 2500	$(0 \sim 2) \times 10^{-4}$
中等多组份混合物，全部可凝结[⑤]	中度凝结范围，压力 $100kN/m^2$ abs[⑪,⑬,⑮]	600 ~ 1500	$(1 \sim 4) \times 10^{-4}$

（续）

	流体条件	$h/[W/(m^2 \cdot K)]$[①,②]	污垢热阻$/(m^2 \cdot K/W)$[①]
重多组份混合物，全部可凝结[⑥]	中度凝结范围，压力$100kN/m^2$abs[⑪,⑬,⑮]	300~600	$(2 \sim 8) \times 10^{-4}$
蒸发传热[⑯,⑰]			
水[⑱]	压力$<0.5MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=25K$	3000~10000	$(1 \sim 2) \times 10^{-4}$
	压力$<0.5MN/m^2$abs，压力$<10MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=20K$	4000~15000	$(1 \sim 2) \times 10^{-4}$
氨	压力$<3MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=20K$	3000~5000	$(0 \sim 2) \times 10^{-4}$
轻有机物[④]	单一成分，压力$<2MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=20K$	1000~4000	$(1 \sim 2) \times 10^{-4}$
	窄沸腾范围[⑲]，压力$<2MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=15K$	750~3000	$(0 \sim 2) \times 10^{-4}$
中等有机物[⑤]	单一成分，压力$<2MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=20K$	1000~3500	$(1 \sim 3) \times 10^{-4}$
	窄沸腾范围[⑲]，压力$<2MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=15K$	600~2500	$(1 \sim 3) \times 10^{-4}$
重有机物[⑥]	单一成分，压力$<2MN/m^2$abs，$\Delta T_{SH,max}=20K$	750~2500	$(2 \sim 5) \times 10^{-4}$
重有机物[⑦]	窄沸腾范围[⑲]，压力$<2MN/m^2$abs $\Delta T_{SH,max}=15K$	400~1500	$(2 \sim 8) \times 10^{-4}$
特重有机物[⑧]	窄沸腾范围[⑲]，压力$<2MN/m^2$abs $\Delta T_{SH,max}=15K$	300~1000	$(2 \sim 10) \times 10^{-4}$

注：摘自 Bell，K. J.（1998）。

① 传热系数和污垢热阻取决于流体流径的区域。所示的是典型的范围，不包括全部。假设温度在正常的处理范围，也要为高温或低温留有余量。

② 将每侧许用的压降设定为50~$100kN/m^2$，但是两种情况下例外：①低压气体和两相流的情况下，压降设定值为绝对压力的5%；②高粘度有机物的压降应设定为150~$250kN/m^2$。

③ 采用溶液的解决方案得到的系数与采用水时大致相同。

④ 轻有机物包括诸如烃类化合物、汽油、醇类及酮类等液体粘度小于$0.5 \times 10^{-3} N \cdot s/m^2$的流体。

⑤ 中等有机物包括诸如煤油、凡士林油、热汽油及轻原油等液体粘度范围在$0.5\times10^{-3}\sim2.5\times10^{-3}$N·s/m^{2}内的流体。

⑥ 重有机物包括诸如冷燃汽油、润滑油、燃料油、重油以及粗蒸原油等液体粘度大于2.5×10^{-3}N·s/m^2，但不高于50×10^{-3}N·s/m^{2}的流体。

⑦ 特重有机物包括焦油、柏油、聚合体熔体、脂类等流体粘度大于50×10^{-3}N·s/m^{2}的流体。自然对流机制对热传导有很大的影响，尤其是在冷却过程中翅片间有可能发生的表面凝结作用使这些物质的系数难以测量，因其受温度变化的影响很大。这些物质当中的许多存在热不稳定性，较高的表面温度有可能导致极其严重的污垢。

⑧ 给定气体值的方法适用于空气、氮气、二氧化碳、轻质碳氢化合物的混合气体(不可凝结)等。由于氢与氦拥有非常高的热导率以及比热容，因而包括上述两种组分的气体混合物的传热系数将随着其比例的增加而逐步增大。

⑨ 如果出口冷冻剂温度低于饱和温度(气相压力下)，并且恒定饱和温度被用来计算平均温差，那么纯过热蒸汽在与饱和蒸汽冷凝一样的系数条件下将被去除。但是对于是否含有不凝性气体，请参照注释⑪。

⑩ 在常规翅片管内，蒸汽通常不凝结。它的高表面张力导致冷凝的减弱，并且引起传热系数的剧烈减少，并且传热系数低于光管的情况。

⑪ 由于传质阻力存在于气相(一定情况时为液相)中，因此对于在不凝性气体存在条件下或多成分混合气体的液化系数只适用于非常粗糙的计算要求。而且在这些情况下，蒸汽相的温度并不恒定，给出一个利用蒸汽相的流入及流出温度以及冷凝温度计算出来的系数，使用它和平均温差法来计算。

⑫ 作为粗略计算，不凝性气体的低压冷凝系数的相关的减少趋势可应用于更高压力的情况下。

⑬ 对介于在纯组分冷却系数和空冷系数之间的大部分的不凝性气体而言，绝对压力与非冷凝条件在凝结系数上对于中等、重有机物的作用与轻有机物相同。

⑭ 窄凝结范围指出：露点温度和起沸点温度的温差在冷凝器的任何地方都小于蒸汽温度与冷凝温度之间的最小温差。

⑮ 中度凝结范围指出：露点温度和起沸点温度的温差大于蒸汽温度与冷凝温度之间的最小温差，但小于入口蒸汽温度与出口冷凝温度的温差。

⑯ 沸腾与蒸发传热系数强烈信赖于表面特征、流过表面的两相流的结构，以及其他模型中所有的对于热传递非常重要的其他可变参数。流速与结构主要由设备及它的连接管束的几何尺寸决定。此外，表面存在一个最大热流密度，可以通过表面温度及沸腾液体的饱和温度之间适当的温差来实现；任何尝试通过增加表面温度超越这个最大热流量都导致局部或全部表面产生蒸汽膜，反而会导致热流量的下降。因此，该表中给出的蒸汽热转换系数只适用于非常粗略的计算，以及预测光管或没有特别加强的低翅片管。$\Delta T_{SH,max}$指在表面温度及沸腾液体的饱和温度间的最大容许温差。由于作出的主要热交换区倾向于过程热流结垢，因此该表格并没有尝试去区分蒸汽生成器的各种类型。严重的污垢热流经常需要竖直热管或强制对流重沸器来清洗。

⑰ 在相同的热交换系数下，低温冷却热负荷利用平均温差中的饱和温度转换成在重沸炉中的潜在热负荷，对于水平和竖直热管以及强制对流重沸器来讲，敏感热交换区域需要利用合适的敏感热交换系数，以及适用于平均温差的流体温度曲线进行单独运算。

⑱ 如果只关注沸点温度、溶液不饱和态以及避免干壁情况等，水溶液具有与纯水近乎一样的蒸发换热系数。

⑲ 对于混合物的沸腾，最终液相(在蒸发发生后)的饱和温度(沸点)被用来计算平均温差。窄沸腾范围混合流体被定义为流入液体的起沸点与流出液体的沸点的温差小于出口热流与出口沸腾液体沸点的温差的情况。宽沸腾范围混合流体需要具体分析，不能通过这些简单的过程来进行可靠的计算。

表 9.5　由式(9.56)给出的各种管径和管束布置的修正系数 F_1

管外径/mm	管节距/mm	布置	F_1
15.88	20.6	→▽	0.90
15.88	20.6	→◇，□	1.04
19.05	23.8	→▽	1.00
19.05	23.8	→◇，□	1.16
19.05	25.4	→▽	1.14
19.05	25.4	→◇，□	1.31
25.4	31.8	→▽	1.34
25.4	31.8	→◇，□	1.54

注：▽转角三角形排列；◇转角四边形排列；□正方形排列。

表 9.6　各种管程数修正因子 F_2 的值

壳体内径/mm	对应管程数的 F_2			
	2	4	6	8
305	1.20	1.40	1.80	—
337～438	1.06	1.18	1.25	1.50
489～591	1.04	1.14	1.19	1.35
635～838	1.03	1.12	1.16	1.20
889～1143	1.02	1.08	1.12	1.16
1219～1524	1.02	1.05	1.08	1.12
大于 1524	1.01	1.03	1.04	1.06

注：由于U形管束至少有两个管程，此表对U形管束的估计是必须的。大多数浮头管束也需要偶数个管程。

表 9.7　各种管束结构修正因子 F_3 的值

管束构造类型	对应壳体内径的 F_3				
	305mm	330～559mm	584～914mm	940～1219mm	大于 1219mm
固定管板(TEMA L、M 或 N)	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
分流钩圈式(TEMA S)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04

（续）

管束构造类型	对应壳体内径的 F_3				
	305mm	330～559mm	584～914mm	940～1219mm	大于1219mm
填料函式浮头(TEMA P)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
U形管束(TEMA U)	1.12	1.08	1.03	1.01	1.01
可抽式浮头换热器(TEMA T)	—	1.40	1.25	1.18	1.15

注：由于U形管束至少有两个管程(通道)，此种结构可以参见表9.6。

6）如果换热量不符合要求或者压降比要求值高，回到第3)步并选择合适的管壳几何结构，迭代到步骤5)，直到满足热力、机械强度和成本评价要求。

9.6 换热器的优化

在前几节中，介绍了扩展表面和管壳式换热器的校核问题以及扩展表面换热器的尺寸设计问题。在尺寸设计中，除了允许压降外没有施加其他限制条件。此设计问题的目标是优化芯体尺寸以满足对额定压降内的传热量的要求。

换热器根据不同的应用而设计，因此会涉及不同的优化标准。这些换热器设计的标准可以是最小的初始投资、最小的初始和运行费用、最少的重量或者材料消耗、最小的体积或者最小的传热面积、最小的正面面积，最小的人力消耗(转换为最少零部件)等。当性能标准被定量化并使其最小化或最大化时，它成为优化的目标函数。一个特别的设计还服从于某些要求，如要求的换热量、允许压降、换热器高度的限制、换热器宽度和(或者)长度等。这些要求称为换热器优化的限制条件。在一个具体的设计问题中，许多不同表面可纳入设计的考虑范围，每一几何表面又有许多可变的几何变量[⊖]。另外，还可改变工作质量流量和温度。所以有许多和换热器设计有关的设计变量。问题是我们如何在施加的限制条件下有效地调整这些变量，从而得到优化目标函数的设计。这就是我们所说的组元优化设计，有时也称作最有效设计。如果换热器是系统的一个部分，根据系统的目标函数，在优化过程中通过改变换热器相关变量，以及系统变量也可以对换热器进行优化。

⊖ 对管壳式换热器，几何变量是那些与管子、折流板、壳体和前后管箱有关的变量。对扩展表面换热器，和翅片有关的几何变量是翅片间距、翅片高度、翅片厚度、翅片类型和其他与翅片类型有关的变量。

换热器的完全的数学上的部分或者基于系统的优化是不实际也是不可能的。许多基于经验的工程评价渗透在设计的各个阶段。然而，一旦选定大体的构形和表面，换热器的优化设计可以实现，条件是目标函数和限制条件可以通过数学形式表示，并且所有变量和约束在一些评价标准的基础上自动地和系统地变化。

文献中有许多的优化（搜索）方法可供选择，并且已有许多大型优化软件。为完整起见，这里以如图9.5所示的流程图形式概括换热器的典型设计和优化过程。这个流程称为案例研究方法。在这个方法中，每一个可能的表面几何结构和布置型式都作为设计的备选方案。为了对这些方案做一个合理的比较，每一种设计都要根据指定的应用要求进行优化。因此可能会存在几种独立的满足问题要求的优化方案。应用工程评价、目标函数值的比较和其他的评定标准选择最后的优化方案以供实施。

假设为满足某一特定的应用需要一个总成本最低的气—液式换热器。通过初始对传热面形式的筛选（见10.3节），假定两种板翅结构（百叶窗翅片和带状翅片）和一种扁管波状翅片结构有希望在气侧采用。那么对这一问题，需要在三个备选设计方案中得到优化解。

如图9.5所示，首先用数学式子表示问题中的所有约束，这包括顾客的明确的直接的要求（如给定的正面面积以及换热器的尺寸范围）和隐含的限制条件（如要求的最小的换热量，允许的最大压降）。一旦选定基本的表面几何形状，设计者可施加一些另外的约束条件，如翅片高度、翅片厚度、翅片间距、翅片热导率、流动长度、施加翅片的通道数目，以及气体流量等的最小值和最大值。设计者试图在指定的范围内调整所有的设计和运行变量，从而使换热器以最小的总成本满足要求的换热量、最大压降和其他限制条件。

为了优化换热器，设计者初始取一组可能甚至不能满足全部或者某些约束条件的换热器传热面尺寸。然后，基于输入的运行条件计算各种几何特征（如换热面积、自由流动面积、水力直径）和热力特性。并按照在校核问题中（见9.2.1节，9.4.3节和9.5.2节）表述的流程确定换热量和压降。然后，将换热器的计算输出结果输入计算机优化程序包并计算约束条件和目标函数的值。接下来得出设计变量的新值并重复换热器计算。进行迭代直到使目标函数在要求精度内得到优化（期望的最小或最大），并且满足所有的约束条件。在某些情况下，可能不能满足全部的约束。这时应用工程评价决定优化设计是否满意和放松哪些限制要求。一个对传热和压降计算最重要的但很少已知的输入量是尺度增大或减少（对初始值的修正）时，j和f因子的变化幅度。只要一个表面几何尺寸改变（比如翅片间距、高度或者厚度）而其他保持不变，这个表面便不再和初始的表面几何相似，而j和f经验数据只适用于

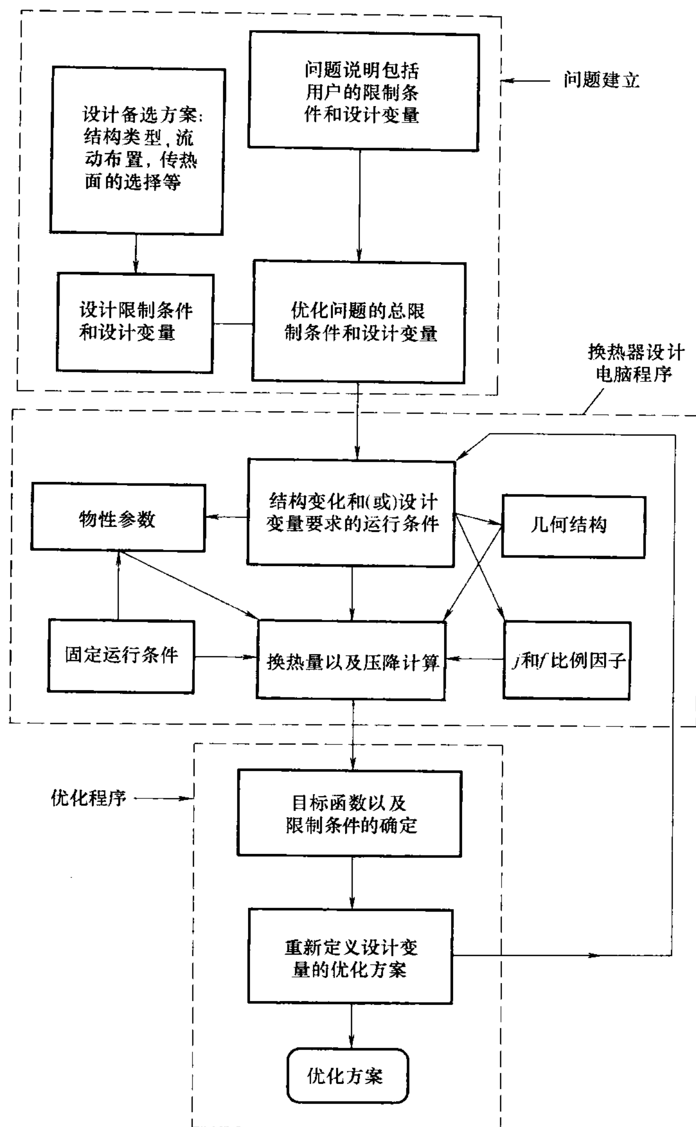


图 9.5 换热器优化方法(摘自 Shah 等,1978)

初始表面。在这种情况下，在计算机程序中应引入理论或试验关联式以得到对应新表面的折合 j 和 f 因子。7.5 节中给出了其中的一些关联式。设计者应应用他或她的经验和判断参考合适的关联式以得到折合的 j 和 f 因子。另外，应注意避免多余的插值。

图9.5说明换热器优化需要换热器设计(校核)程序和优化软件。另外，如果换热器的优化必须基于系统设计方法，那么还要增加系统模拟程序。

前面的优化流程是从性能和成本角度介绍的，还可基于热力经济角度把换热器作为系统的一个部件或系统的一部分进行优化。这将在11.6进一步讨论。

综述

本章主要给出了主要类型换热器的逐步校核和尺寸设计流程。前面的几章中所述所有信息，以及设计理论在这章中讨论的设计流程中得以应用和推广。本章中论述的详细的换热器的热力和水利设计是本书的一个主要目标。在介绍了如何确定换热器中任一流体侧的平均温度之后，我们用一例子深入阐述了扩展表面(板-翅和管-翅)、板式和管壳式换热器的校核和尺寸设计流程。之后，还给出了换热器优化设计的一般方法。

参考文献

Bell, K. J., 1963, Final report of the cooperative research program on shell-and-tube heat exchanger, *Univ. Del. Eng. Stn. Bull.* No. 5.

Bell, K. J., 1988a, Overall design methodology for shell-and-tube exchangers, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 31-144.

Bell, K. J., 1988b, Delaware method for shell design, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C., Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 145-166.

Bell, K. J., 1998, Approximate sizing of shell-and-tube heat exchangers, in *Heat Exchanger Design Handbook*, G. F. Hewitt, exec. Ed., Begell House, New York, Vol. 3, Sec. 3. 1. 4.

Chiou, J. P., 1980, The advancement of compact heat exchanger theory considering the effects of longitudinal heat conduction and flow nonuniformity, in *Compact Heat Exchangers: History, Technological Advancement and Mechanical Design Problems*, R. K. Shah, C. F. McDonald, and C. P. Howard, eds., Book G00183, American Society of Mechanical Engineers, New York.

Kays, W. M., A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

Marriot, J., 1977, Performance of an Alfaflex plate heat exchanger, *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 73, No. 2, pp. 73-78.

Raznjevic, K., 1976, *Handbook of Thermodynamic Tables and Charts*, McGraw-Hill, New York.

Shah, R. K., 1981, Compact heat exchanger design procedures, in *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakac, A. E. Bergles and F. Mayinger, eds., Hemisphere Publishing Corp., Washington, DC, pp. 495-536.

Shah, R. K., 1988a, Plate-fin and tube-fin heat exchanger design procedures, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 255-266.

Shah, R. K., 1988b, Counterflow rotary regenerator thermal design procedures, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 267-296.

Shah, R. K., and W. W. Focke, 1988, Plate heat exchangers and their design theory, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 227-254.

Shah, R. K., and, A. D. Giovannelli, 1988, Heat pipe heat exchanger design theory, in *Heat Transfer Equipment Design*, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 609-653.

Shah, R. K., and T. Skiepko, 1999, Influence of leakage distribution on rotary regenerator thermal performance, *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 19, pp. 685-705.

Shah, R. K., and A. S. Wanniarachchi, 1991, Plate heat exchanger design theory, in *Industrial Heat Exchangers*, J.-M. Buchlin, ed., Lecture Series 1991-04, von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.

Shah, R. K., K. A. Afimiwala, and R. W. Mayne, 1978, Heat exchanger optimization, *Heat Transfer* 1978, *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 4, pp. 185-191.

Taborek, J., 1998, Shell-and-tube heat exchangers: single phase flow, in *Handbook of Heat Exchanger Design*, G. F. Hewitt, ed., Begell House, New York, pp. 3. 3. 3-1 to 3. 3. 11-5.

习题

9.1 气—气多流道换热器中，各流体侧的流体平均温度为

A. 每个流道一侧流体的几何平均温度和另一侧流体的对数平均温度

B. 每个流道两侧的几何平均温度

C. 说不清楚

D. 以上都不对

9.2 对于气—气板翅式逆流换热器的尺寸，我们可以决定换热器的物理尺寸从而使得

A. 两侧流体的压降总是精确吻合的

B. 一侧流体的临界压降可吻合；另一侧的压降会高于该值

C. 一侧流体的临界压降可吻合；另一侧的压降会低于该值

D. 说不清楚

9.3 在以下哪些工业用换热器中，设计计算可以满足至少一流体侧的传热和压降要求：

A. 管壳式换热器　　B. 板式换热器　　C. 板翅式换热器

9.4　下列哪些流动对于管壳式换热器的壳侧的传热贡献不大：

A. A　　B. B　　C. C　　D. E　　E. F

9.5　壳侧泄漏和旁流

A. 增加换热　　B. 增加压降

C. 降低传热量和压降　　D. 以上都不正确

9.6　对于一个系统，换热器可使用下列途径进行优化：

A. 通过筛查方法选择表面　　B. 性能评估标准

C. 最成熟的商用换热器优化软件　　D. 以上所有

E. 以上都不正确

问答题

9.1　一发电厂使用燃气轮机发电服务用电高峰期。为得到高的系统效率，燃气轮机废气(430℃,102.7kPa)用来预热离开压缩机的燃气，其温度和压力分别为175℃和910kPa。通过压缩机和燃气轮机的质量流量分别为24.3kg/s和24.7kg/s。

已经选定一个$\varepsilon=0.75$的非混合-非混合式(unmixed—unmixed)交叉流换热器。其空气侧的迎风面积为2.0m×0.9m，燃气侧的迎风面积为2.0m×2.0m。空气侧和燃气侧的表面几何以及性能特征如下：

百叶窗板翅式换热器表面3/8-6.06 (图10-38,Kays and London,1998)	片条式板翅式换热器表面1/2-11.94 (图10-64,Kays and London,1998)
翅片密度=238.6m^{-1}	翅片密度=470m^{-1}
板间距=6.35mm	板间距=6.02mm
百叶窗间距=9.525mm	分流板对称布置
百叶窗间隙=1.4mm	片条在流动方向的长度=12.7mm
翅片间隙=2.79mm	流道水力半径=2.266mm
流道水力半径=4.453mm	翅片金属厚度=0.152mm
翅片金属厚度=0.152mm	分流板金属厚度=0.152mm
传热表面面积密度$\beta=840m^2/m^3$	传热表面面积密度$\beta=1521m^2/m^3$
翅片面积/总面积=0.640	翅片面积/总面积=0.796

Re	j	f	Re	j	f
10000	0.00551	0.0331	8000	—	0.0123
8000	0.00593	0.0340	7000	0.00452	0.0126
6000	0.00651	0.0354	6000	0.00471	0.0131
5000	0.00690	0.0363	5000	0.00492	0.0137
4000	0.00738	0.0375	4000	0.00522	0.0146

（续）

Re	j	f	Re	j	f
3000	0.00805	0.0394	3000	0.00575	0.0162
2500	0.00849	0.0406	2000	0.00682	0.0198
2000	0.00900	0.0426	1500	0.00744	0.0231
1500	0.00970	0.0461	1200	0.00830	0.0265
1200	0.0104	0.0496	1000	0.00911	0.0306
1000	0.0112	0.0532	800	0.01045	0.0347
800	0.0124	0.0587	600	0.01255	0.0429
600	0.0144	0.0682	500	0.01415	0.0493
500	0.0160	0.0755	400	0.0166	0.0592
			300	0.0205	0.0758

所有的材料都是热导率 $k=20.8\text{W/(m}\cdot\text{K)}$ 的不锈钢。下表为空气和燃气侧计算出来的几何属性。

几何属性	空气侧	燃气侧	几何属性	空气侧	燃气侧
最小自由流动面积 A_0/m^2	0.8247	1.5638	L/r_h	1781	1614
传热面积 A/m^2	1469	2524	A_w/m^2	550.7	
σ	0.455	0.398			

1）若计算各流体侧流体属性应使用什么温度？考虑如下平均流体属性：空气侧：比热容 $1.04\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$，热导率 $0.0431\text{W/(m}\cdot\text{K)}$，动力粘度 $0.283\times10^{4}\text{Pa}\cdot\text{s}$；燃气侧：比热容 $1.06\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$，热导率 $0.0473\text{W/(m}\cdot\text{K)}$，动力粘度 $0.305\times10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}$。

2）计算设计质量：①空气侧和燃气侧的热阻的百分比。该设计是否为热平衡的设计？空气侧和燃气侧的 η_f 分别为 0.674 和 0.773，$\delta_w=0.1\text{mm}$；②各流动的相对压降 $\Delta p/p$。压降是否平衡？入口和出口损失占总压降的分数为多少？使用如下密度：空气侧入口、出口和平均密度分别为 7.075kg/m^3、4.962kg/m^3 和 5.833kg/m^3；燃气侧入口、出口和平均密度：0.5094kg/m^3、0.6875kg/m^3 和 0.5852kg/m^3。

9.2 余热利用换热器以尺寸为 $0.3\text{m}\times0.3\text{m}\times0.3\text{m}$ 的小型模组进行制造。每个模组为单程交叉流换热器，其两侧流体均不混合。其中 0.6m 为非流动方向的长度。设每个流体侧的表面都是平面三角形翅片（Kays 和 London，1998）。表面几何尺寸以及 j 和 f 如下所示：

Re	j	f	Re	j	f
10000	0.00314	0.00878	2000	0.00436	0.0129
8000	0.00333	0.00923	1500	0.00444	0.0149
6000	0.00356	0.00971	1200	0.00471	0.0169
5000	0.00372	0.00991	1000	0.00515	0.0190
4000	0.00390	0.0103	800	0.00599	0.0228
3000	0.00412	0.0112	600	0.00733	0.0294
2500	0.00424	0.0119	500	0.00840	0.0350

翅片密度 $=437\text{m}^{-1}$，板间距 $b=6.35\text{mm}$、流道水力半径 $D_h=3.081\text{mm}$，翅片金属厚度 = 0.15mm，材料为铝，传热表面积密度 $\beta=1204\text{m}^2/\text{m}^3$，翅片面积/总面积 = 0.756。设板厚为 0.5mm。将每流体侧中的整数个翅片放入一 $0.3\text{m}\times0.3\text{m}\times0.6\text{m}$ 的容器中。换热器的一流体侧的主空气流量为 $0.40\text{m}^3/\text{s}$，入口温度为238℃。在另一侧，补给空气流量为 $0.26\text{m}^3/\text{s}$，入口温度为40℃。两种流体入口压力均为大气压。计算各流体侧的出口温度以及压降。翅片和板由热导率为190.4W/(m·K)的铝制成。

9.3　翅片管式换热器的设计目标为将水从52℃冷却至38℃，同时将环境空气从32℃加热到43℃。水和空气的质量流量分别为2.52kg/s和13.13kg/s。空气侧的允许压降为149Pa。计算空气侧的迎风速度，使其满足目标性能。考虑 $j/f=0.30$，$R_{air}/R_{tot}=0.7$，逆流。翅片管式换热器 $A_0/A_{fr}=0.56$，空气和水的比热容分别为1.005kJ/(kg·K)和4.187kJ/(kg·K)。空气的 $\rho_m=1.136\text{kg}/m^3$，$Pr=0.705$，$p_i=101.1\text{kPa}$。

9.4　若热水质量流量为2.52kg/s，入口温度为104℃；冷水的质量流量为4.04kg/s，入口温度为16℃，则热流体和冷流体的出口温度以及板式换热器的换热量为多少？该流量为某种部分负载运行条件，电站工程师需要知道该温度来观察次级冷却设备下游的行为。使用如下数据：板式换热器为1-1逆流换热器(图1.65a)，热水和冷水均为有14个流道(共27个热板)。板的有效宽度为0.457m，垫片厚度(板间距)为3.0mm。注意水力半径为板间距的两倍。每侧每板的投影传热面积为 0.28m^2。流动的污垢系数为 $0.002(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$，板厚为0.9mm，壁的热导率为15.6W/(m·K)。板表面因子 j 和 f 分别为 $j=0.2Re^{-0.25}$，$f=0.6Re^{-0.2}$。水的性质见下表。

性　质	热水88℃	冷水24℃	性　质	热水88℃	冷水24℃
$c_p/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	4.19	4.19	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	977	1001
$\mu/\text{Pa}\cdot\text{s}$	0.320×10^{-3}	0.922×10^{-3}	Pr	1.97	6.33
$k/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	0.68	0.61			

9.5　设计一个两流体均为空气的气—气换热器。其中一空气流的入口温度、压力和质量流量分别为487K、490kPa和21kg/s，其出口温度为619K。另一空气流的质量流量相同，入口温度和压力分别为690K和103kPa。冷、热流体的最大压降分别为4.900kPa和2.575kPa。

附加数据：非混合-非混合单程交叉流布置；传热表面为一设计参数为19.86(Kays 和 London，1998)板翅式平面。传热表面材料为板厚为1mm的铝。列出所有的假设并证明。如需附加的假设，解释详细的原因。

9.6 分析一个三流程均为非混合—非混合交叉流动单元的，总体交叉—逆流汽轮机发电厂用的两流体换热器(图1.58a右侧)。换热器整体有效度设计目标为0.766以满足电厂需要。空气质量流量为21kg/s入口温度为487K，燃气质量流量相同，但入口温度为690K。计算燃气和空气的出口温度。以真实(积分)平均温度计算各流体的热力学性质。

第10章　换热器及其组件的选择

如第1章所述，可供选择的换热器多种多样，随之而来的问题是对于给定的应用要求选择何种换热器。另外，对于每一种类型(芯体结构)，不仅许多几何变量(例如和管壳式换热器各组成部分相关的几何变量)而且还有很多表面几何类型(例如换热板、扩展面或蓄热式换热器的表面)可供选择。问题再次涉及到哪种几何形状或表面最适合给定的应用要求。对于一个特定的换热器或换热表面的选择，对给定的应用要求是最好的(最佳的)的解是不存在的。因为在选择过程中涉及到换热器的很多几何和运行变量，接近最佳的换热器设计涉及很多折中。例如，如果放弃一些性能或耐用性，就能获得造价较低的换热器。如果换热器比较重或造价提高，就可以得到较高的性能。如果我们接受较低的性能或为提高流体流动速度提供更大的泵功，换热器就可以造得小些。换热器设计团队必须考虑这些折中，对给定应用要求得到满足设计条件和约束的最佳换热器。

在本章中，我们将讨论用于对给定应用要求的换热器类型和表面几何选择的定性和定量的标准和方法，这些对预先没有设计或操作经验的工程师有用。如果已经有一台或更多换热器在类似的应用条件下正在运行，那么这种预先的经验是在给定应用条件情况下对选择和设计换热器的最好的指导。我们首先说明两种重要的换热器定性选择标准：①第10.1节中的基于换热器重要的运行变量的标准；②第10.2节中的关于主要换热器类型选择的一般准则。接下来，我们在第10.3.1节中介绍一些扩展型换热面选择的定量标准(筛选法)，在第10.3.2节中是关于管式换热器的选择(性能评价标准)。这些定量标准把换热器作为一个部件并基于能量分析(热力学第一定律)。如第10.3.3节中所述，也有基于热力学第二定律制定的标准，详细论述见第11.7节。最后，第10.3.4节中简单介绍了基于成本标准的选择，在第11.6.6节中有进一步的讨论。除了一些定性讨论外，在一本教科书中提出一种用于以系统为基础的选择标准和换热器的优化方法是困难的，因为换热器应用在许多系统中，且每一种换热器因其过程不同而有很大差别。因此，这一章的总目标是提供基于定性和定量标准的作为部件的换热器选择的一般理解。然而，基于系统的换热器优化是当前工业的实际需求。

10.1　基于运行参数的选择标准

在第1章中描述了很多种换热器，介绍了它们功能、运行参数的范围以及它

们在特定应用中使用的原因等。有了这些深刻的理解，人们对给定应用要求，应使用何种类型的换热器便有了好的主意。参看表 10.1 可获得许多类型的换热器的运行条件和主要特征。这里，我们突出基于主要运行参数的换热器选择标准。

10.1.1 工作压力和温度

运行中的换热器必须承受由运行压力和两种流体的温差产生的应力。这些应力依赖于两流体的进口压力和温度。在适中及较高的热负荷条件下，最通用的且具有较宽范围工作压力和温度的换热器是管壳式换热器，较低的热负荷条件下的是套管型换热器。它们能适应从真空到超高压的情况[通常在壳侧或环侧限制在30MPa 以内,在管侧限制在 140MPa 以内]。除了高压，管壳式换热器还可以承受高温，在这方面只受到使用材料的限制。然而，当换热器只允许有限的热膨胀时，例如 E 型壳体形式的设计，从热膨胀角度看，入口温差限制在 50℃以内。这些换热器主要应用在气体、液体和有相变的情况。

在液—液换热或者液体相变的应用中，如果运行压强和温度都适中(大约低于 2.5MPa 和 200℃)，就应该考虑夹套式或半焊接板式换热器。对稍高的压强和温度，根据其他的设计标准应该选择全焊或铜焊的板式换热器。

板翅式扩展表面型换热器应用在低压的情况下，任何一侧的运行压力都限制在大约 1000kPa 以内，但是在低温换热中运行压力大约可到 9000kPa。板翅式换热器的最大工作温度低于 650℃，通常为了不使用昂贵材料而应低于 150℃。没有关于最低工作温度的限制；板翅式换热器应用于低温换热。板翅式换热器中的翅片，如果设计得当，对高粘度流体起到搅拌作用，可以在具有相当高的翅片效率的同时增加换热面积。在板翅式换热器中，液体侧的翅片主要用于压力的保持和稳定。气体侧的翅片用来增加换热面积，通常具有高于 80% 的翅片效率。

如果只有一种高压流体，管翅式换热器用管侧以控制高压流体。液体侧或相变一侧的翅片一般具有“低”高度，以得到相当高的翅片效率。管内湍流器用于流动混合。设计的带有和不带壳体的管翅式换热器可覆盖从低温到大约 870℃的运行温度范围。

对于超高温(870 ~ 2000℃)和接近大气压的压力，如高温废气余热回收，可用回转式回热器(870 ~ 1100℃)或固定-基体式回热器(高达 2000℃)。

10.1.2 成本

在换热器结构选择中成本是一个非常重要的因素。密封式板式换热器单位换热面积的成本比管壳式换热器的高。但是，当使用不锈钢、钛或其他高质量合金等时，从总耗资(资本、安装、运行和维护等)角度看，PHE 要比管壳式换热器低。因为换热管比扩展型表面或回热器的基体要昂贵得多，一般情况下管壳式(或广

表10.1　几种典型换热器的原理特性

换热器类型	特点								
	紧凑度/(m^2/m^3)	流动类型[1]	材料[2]	温度范围/℃	最大压强/$\times 10^5$Pa[3]	清洗方法	腐蚀热阻	多股流可用性	多程可用性
板和构架（密封片）	直到200	液体—液体 气体—液体 两相	s/s，Ti，Incoloy合金，镍基合金，石墨，聚合物	-35~200	25	机械方法[4]	好[5]	是的[6]	是的
部分焊板	直到200	液体—液体 气体—液体 两相	s/s，Ti，Incoloy合金，镍基合金	-35~200	25	机械方法[4,7]，化学方法[8]	好[5]	不	是的
全焊板	直到200	液体—液体 气体—液体 两相	s/s，Ti，Ni合金	-50~350	40	化学方法	优	不	是的
铜焊板	直到200	液体—液体 两相	s/s	-195~220	30	化学方法[9]	好[10]	不	不[11]
Bavex板	200~300	气体，液体 两相	s/s，Ni，Cu，Ti，特殊钢	-200~900	60	机械方法[4,12] 化学方法	好	理论可用	是的
扁平板	200	气体，液体 两相	s/s，镍基合金，Ni合金	直到700	40	机械方法[4,13]	好	是的[14]	是的
Compabloc板	直到300	液体	s/s，Ti，Incoloy合金	直到300	32	机械方法[4]	好	不常用	是的

（续）

换热器类型	特点								
	紧凑度 /(m^2/m^3)	流动类型[1]	材料[2]	温度范围/℃	最大压强 /$\times 10^5$ Pa[3]	清洗方法	腐蚀热阻	多股流可用性	多程可用性
Packinox 板	直到 300	气体，液体两相	s/s，Ti，镍基合金，Inconel 合金	-200 ~ 700	300	机械方法[4,15]	好	是的[6]	是的
螺旋式	直到 200	液体—液体两相	c/s，s/s，Ti，Incoloy 合金，镍基合金	直到 400	25	机械方法[4]	好	不	不
铜焊板翅	800 ~ 1500	气体，液体；两相	Al，s/s，镍合金	低温到 650	90	化学方法	好	是的	是的
扩散粘接板翅	700 ~ 800	气体，液体两相	Ti，s/s	直到 500	>200	化学方法	优	是的	是的
印制电路	200 ~ 5000	气体，液体两相	s/s，Ni，镍合金，Ti	-200 ~ 900	>400	化学方法	优	是的	是的
聚合物（如流道板）	450	气体—液体[16]	PVDF[17] PP[18]	直到 150[19]	6	水洗	优	不	不常用

（续）

换热器类型	特点								
	紧凑度 /(m^2/m^3)	流动类型[1]	材料[2]	温度范围/℃	最大压强 /×10^5Pa[3]	清洗方法	腐蚀热阻	多股流可用性	多程可用性
板壳式	—	液体	s/s，Ni，（壳体边用 c/s）[20]	直到 350	700	机械方法[4,15]，化学方法[21]	好	不	是的
Marbond 板	直到 10000	气体，液体两相	s/s，Ni，镍合金，Ti	-200 ~ 900	>400	化学方法	优	是的	是的

注：数据来自 Lancaster(1998)。
① 两相包括沸腾和冷凝负荷。
② s/s 为不锈钢；Ti，钛；Ni，镍；Cu，铜。经常利用这些材料的合金和其他特殊合金。
③ 在较高的工作温度不太可能出现最大压力情况，并假设没有压力或应力相关的腐蚀。
④ 可拆卸。
⑤ 密封片功能及板材料。
⑥ 不常见。
⑦ 在密封片边。
⑧ 在焊接边。
⑨ 保证和铜焊的兼容性。
⑩ 铜焊功能及板的材料。
⑪ 不是单个单位。
⑫ 管侧。
⑬ 只有当提供法兰连接的通道时选用；其他情况，化学方法清洗。
⑭ 最多五流体。
⑮ 在壳侧。
⑯ 在气体侧凝结。
⑰ 聚乙二烯二氟乙化物。
⑱ 聚乙二烯。
⑲ PEEK(聚醚酰亚胺)可达到 250℃。
⑳ 壳体可由聚合物材料构成。
㉑ 在板侧。

泛地说，管式）换热器单位换热面积的造价要高。另外，一般管状芯体的换热紧凑度比扩展型表面或回热式换热器要低得多。用纸或塑料做的旋转式回热器单位换热面积的成本最低。

10.1.3 结垢与清洁

对于液—液或有相变的换热器以及一些气—液式换热器，污垢和清洁被列入最重要的设计考虑因素之列。污垢需要从设计与非设计角度考虑。周期清洗和（或）更换一些换热器的部件取决于所使用流体的结垢特性。在管-壳式或密封板式换热器的结垢情况中等和严重的应用中，取决于其他的运行参数。在管壳式换热器中，因为管侧容易清洗，管侧流体一般选择结垢严重的流体。对那些应用于相对低温（小于300℃）并且在一侧或两侧都有严重结垢的情况，板式换热器是最理想的选择，因为板的拆卸、清洗和重装都相对容易。对于严重腐蚀的流体加热或冷却，不管工作压强和温度条件如何，只能使用管壳式换热器。板翅式换热器通常具有较小的水力直径通道，因此易受污垢的影响。它们相对难以清洗，即使在中等结垢的情况下也不采用，除非它们能用化学方法或烘烤的方法清洗。

气—气换热器中结垢和清洁问题不像液—液或相变换热器那么严重，因为在很多情况下气体既不很“脏”也不像水一样具有结垢特性。对于回热器因为热气体和冷气体周期性地以相反的方向流过同一通道，所以它具有自清洁功能。因此，它们能承受中等结垢。如果在应用中可能出现严重结垢，应像在固定-基体换热器中一样，选择较大的流动通道尺寸，以减轻结垢的影响，或者采用13.4节中所述的几种方法之一进行清洗。

10.1.4 流体泄漏与污染

尽管在一些情况下，从一侧流体到另一侧流体的流体泄漏在一定限制范围内是可以允许的，但是在另外一些情况下绝对不能允许有流体泄漏的发生。即使在很好的防泄漏的设计中，回热式换热器中仍有从热流体到冷流体（或相反方向）的夹带漏流和旁路泄漏发生。在这些泄漏和由此发生的流体污染都不允许的情况下，就不能使用回热式换热器。剩下的选择是管状、扩展表面型或者一些板式换热器。夹套板式换热器比管壳式换热器更容易发生流体泄漏。翅片板式与翅片管式换热器在波状翅片通道与管板连接处或者管子与管座的接口处也有潜在的泄漏问题。在不允许有任何流体污染的情况下（像饮用水的处理），则使用双壁管或管壳式换热器或者双板型PHE。

10.1.5 流体与材料的兼容性

材料的选择及结构材料和工作流体之间的兼容性是很重要的问题，特别对腐

蚀(见13.5节)和(或者)温度升高的工况。虽然管壳式换热器在设计时可以有多种材料选择，但紧凑型换热器经常需要优先选用金属或陶瓷。例如，对紧凑式换热器的低成本、轻重量、高传热性和好的连接性的要求，往往导致选择铝材作为换热表面。另一方面，板式换热器要求它的材料可以适用于食品流体或者具有抗腐蚀性(例如不锈钢)。一般地，换热器材料的选择标准之一是取决于工作流体的腐蚀性。在表10.2中，列出了服务于无腐蚀和(或者)有腐蚀性工况下的一些材料的概括。专业著作TEMA和ASME标准中提供了更多关于材料选择的细节。

表10.2 用于无腐蚀和腐蚀工况的材料

材　料	换热器类型或者设备的类型
无腐蚀工况	
铝和奥氏体铬镍钢	任何换热器类型，$T<-100℃$
$3\frac{1}{2}$镍钢	任何换热器类型，$-100℃<T<-45℃$
碳钢(已测试弹性)	任何换热器类型，$-45℃<T<0℃$
碳钢	任何换热器类型，$0℃<T<500℃$
耐熔条形钢	管-壳式换热器，$T>500℃$
腐蚀性工况	
碳钢	
铁钼碳钢和铬钼合金	轻度污染流体；调和冷水
铁铬合金钢	高温(高于300℃)含硫气体；高温氢气
奥氏体铬镍钢	适度污染设备的管子；具有含硫气体污染的管道内镀层
铝	轻度污染流体
铜合金：船用铜、铝铜、白铜	有冷凝器冷凝的水；冷却的半盐水和海水
高镍铬钼合金	耐矿物酸和氯化酸
钛	海水冷凝器，包含PHE
玻璃	大型炉的预热器
碳	有严重污染的设备
涂层：铝、环氧树脂胶	与半盐水和海水直接接触
垫片：橡胶和铅	冷却海水的管道
垫片：奥氏体铬镍钢	一般的污染

注：数据来自Lancaster(1998)。

10.1.6 流体类型

对于给定的换热量，气—气换热器比液—液换热器需要更大的换热面积。这是因为气体的传热系数是液体的0.01～0.1。可以通过使用具有高换热表面面积密度的表面来提高换热面积。例如，翅片用于扩展表面型换热器，或者在回热式换热器中使用小的水力直径表面，或者在管状换热器中使用小半径的管子。在气—气换热中一般不使用板式换热器(第1.5.2节中所描述的类型)，因为它们会产生额外的高压降。所有主要换热面为平(无波纹)板型表面的换热器都应用于废热的回收。在气—气换热器中，通常流体泵功很大，是设计中的制约因素。

因为与之相应的流体泄漏和夹带(污染)，所以在液—液换热应用中不考虑回热式换热器。然而液—液换热器的流体泵功不像气—气换热器那样起关键作用。

在液—气换热器中，气体侧的传热系数是液体侧的0.01～0.1。所以，为了实现“热平衡”的设计[㊀](即换热器的每一流体侧的 hA 具有同一数量级)，采用翅片以提高气侧的换热面积。因此，通常液—气换热器的类型为扩展表面型和管状换热器；而不使用板式和回热式换热器。

对于相变换热器，流体的凝结或蒸发使得传热系数变化很大，从大体接近气体流动的较低值到接近液体流动的较高值或者更高的值。所以相变换热器类型的选择应相应地符合为换热器气体侧或液体侧提供的准则。

10.2 主要换热器类型的一般选择指南

在第1章中讲述了很多种换热器，这些信息加上这一章补充的材料，将有益于很好的理解换热器类型的选择。

10.2.1 管壳式换热器

在加工和石化行业管壳式换热器占了多于65%的市场份额，这主要有以下几点原因：在多种材料选择下能适应很广的工作条件的通用性，100年以上的设计经验，经过检验的设计方法，符合规范和标准的设计惯例。通过合理选择换热器构形、几何参数、材料和“正确”的设计可实现恰当的管壳式换热器的选择。下面我们概括关于所有这些考虑的一些指导准则，从而定性地提供对给定应用要求的好的设计的感觉。管壳式换热器的主要组成部分包括管子、隔板、壳体、前

㊀ 从成本的观点讲，热力平衡的设计通常可推出优化设计，这是因为不管换热管还是换热板，每单位表面积的扩展表面的成本低于主要表面的成本。

端封头、后端封头和管板。根据应用条件，可选择和一部件相关的几何变量或类型的特殊组合。下面提供了一些指南。有关几何尺寸和其他准则的更详细的细节可以查阅 TEMA。

10.2.1.1　换热管

因为所期望的换热器的换热发生在换热管表面，因此从性能角度看管子几何形状的选择非常重要。在大部分应用情况下都采用平直管。但是，当需要额外的表面来补偿壳侧较低的传热系数时，应使用从 250 ~ 1200 翅/m 且翅片高度可到 6.35mm 的低翅片管。在保持合理的较高翅片效率同时，根据公开的数据，高度较低的翅片的换热面积的增加量比平直管表面积高 2 ~ 3 倍并降低翅片侧的结垢。

最常用的平直管外径尺寸是 15.88mm，19.05mm 和 25.40mm。从传热角度看，直径较小的管子会产生较高的传热系数并导致更紧凑的换热器。但是，直径较大的管子更容易清洗，也更易使表面粗糙化。前面所述的尺寸是折衷的结果。对机械清理而言，可用的最小的尺寸是 19.05mm。对于化学清理而言，如果管子永远不会堵塞，还可使用更小的管子。

换热器中管子的数目取决于流体流量和允许的压降。管子的数目要使得管侧水或相似液体的流速在 0.9 ~ 2.4m/s 的范围内，壳侧的流速在 0.6 ~ 1.5m/s 的范围内。较低流速的限制可相应地限制结垢，较高流速的限制可相应地限制腐蚀。当存在沙子和淤泥时，流速必须保持足够高以防止沉淀。

管程数决定于允许的压降。较高的管内流速导致较高的传热系数，代价是增加了压降。因此，如果较高的压降是可接受的，就需要选择数目较少的长管子（减小流动面积，增加流动长度）。可通过多管程的方式把长管子装配在短壳体内。一个换热器壳体内的管程数一般在 1 ~ 10 之间（图 1.61）。标准的设计是一个、两个或四个管程。奇数程数不经常使用，因为会在制造与运行上导致机械和热的问题。

10.2.1.2　管距和布置

为提高壳侧换热效果和换热面紧凑度须选择小间距（p_t/d_o 的较小值），为减少壳侧的堵塞现象和易于清洗须选择的大间距（p_t/d_o 的较大值），管间距的选择是二者的平衡。在大多数管壳式换热器中，管间距与管子外径的比率在 1.25 ~ 2.00 之间。最小值限制在 1.25，这是因为小于 1.25 会造成当正常转动管子时管板的连接带[⊖]会变得太脆弱，导致连接点泄漏。推荐的连接带宽度决定于管子直径和管心距，其值由 TEMA 提供。

⊖ 连接带是两相邻管孔之间的材料部分。连接带宽度定义为管距减去管孔的直径，如图 10.1 所示的距离 a。

管子布置的两种标准类型是正方形和等边三角形布置，如图 10.1 所示。等边三角形的倾斜度可调整到与流动方向成 30°或 60°角，正方形的倾斜度可与流动方向成 45°和 90°角㊀。注意到 30°、45°和 60°的布置是错排的，90°布置是顺排的。对于同样的管心距和流速，管束的壳侧传热系数和压降按 30°、45°、60°和 90°的顺序降低。因此 90°布置具有最小的传热系数和最低的压降。

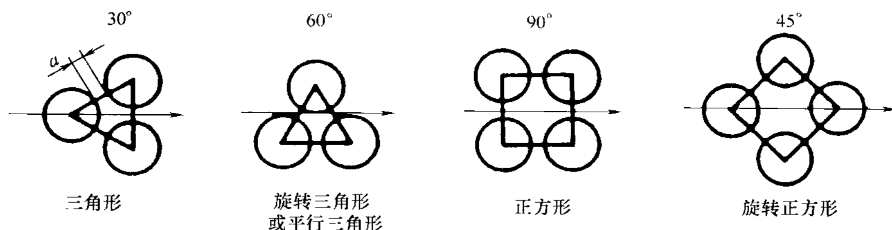


图 10.1 管子的布置方式

正方形的倾斜应用于必须在壳侧使用喷射或机械清洗的情况下。在那样的情况下，提供的清洗通道的最小尺寸为 6.35mm。正方形的倾斜方式一般不应用在固定管板式设计中，因为不便于清洁。三角形布置方式提供了更加紧凑的布置，通常对于指定的壳侧流动面积会达到较小的壳体和较高的管板强度。因此，当两种流体之间的运行压力差较大时，这样的布置是可取的。如果设计合理，它可以从六个方向来清理，而不是像正方形布置中只能从四个方向清洗。当需要机械清洗时，对于单相流体的层流和湍流及壳侧的凝结流体，45°的布置更可取。如果壳侧的压降是有限制的，90°布置应用于湍流的情况。对于有沸腾的应用情况，90°布置更为可取，因为它提供了蒸汽溢出通道。然而，在不要求机械清洗的情况下，对于单相层流或者湍流和涉及到较大范围温差 ΔT㊁的凝结换热(可凝结混合物)的应用条件下，30°的布置更可取。对于涉及到较低范围 ΔT 的凝结换热(一般是纯蒸汽凝结)和沸腾条件下，60°布置更可取。水平管束用于壳侧凝结或汽化的情况。

10.2.1.3 折流板

如第 1.5.1.1 节中所述，折流板分为纵向或横向两种类别。纵向折流板用来控制壳侧流体的总流动方向。横向折流板可以归类为板型折流板和栅格式折流板。板型折流板用来支撑管子，引导管子中的流体按照与管子成直角的方向流动，从而增大湍流以提高壳侧流体的传热系数。然而，板型折流板构成的缺口区

㊀ 注意管排倾角定义为和流动方向相关的量，而不是基于水平或垂直的参考线。关于管子布置和相关的几何变量，可参见表 8.1。

㊁ 这里 ΔT 范围指换热器入口处凝结温度减去出口处凝结温度的差值。

域导致对传热没有明显贡献的多余压降；叉流区域中垂直于管子的流动可引起流体诱导振动问题。如图1.11所示的折流杆，一种栅格折流板最普通的类型，用来支撑管子，增大湍流。折流杆换热器中的流动与管子平行，因此流动导致的振动事实上被管子的折流杆支撑消除掉了。折流板类型、间距和缺口的选择在很大程度上由流速、换热要求、允许的压降、管子支撑和流动诱导振动所决定。图10.3中显示了各种TEMA壳体中折流板的具体排列。

板型折流板。图1.10中所示的两类平板型折流板是弓形、圆盘形和环状折流板。单弓形和双弓形折流板是最经常采用的。单弓形折流板一般简称为弓形折流板。单弓形折流板间距的实用范围是0.2～1倍壳体直径，最佳值可能达到0.4～0.5倍。对于清理管子，最小的折流板间距是50.8mm或者1/5壳体直径，但一般都大一些。比1/5壳体直径还小的间距会产生额外的泄漏㊀，使得较小间距的换热优点不能表现出来。如果前面所述的关于折流板间距的限制不满足其他的设计约束，例如Δp_{max}或者管子振动，可尝试缺口不排管式或纯交叉流设计。

弓形折流板是切去了一个扇形部分的圆盘(带折流板插孔)。折流板缺口尺寸在20%～49%(图8.9给出的高度l_c作为壳侧内径的百分比)的范围取值，最常用的值是20%～25%。在较大间隙情况下，缺口尺寸可取45%～50%，以避免缺口区比管束区有更多的压降。不期望存在和大折流板缺口相连的到大的或小的间隙，因为这增加了在停滞流动区域结垢的潜在可能性。如果主要关注的是结垢问题，折流板缺口应保持在低于25%的范围内。折流板缺口和间距应设计成使流动速度在交叉流和缺口区域大致具有相同的数量级。交替式折流板布置相互之间成180°，这使得在管束中心区域㊁壳侧流动大致接近于交叉流并且在缺口区域接近于轴向流动。如图1.10所示的所有弓形折流板都有水平折流板缺口。对壳侧流体应按如下所述选择折流板缺口的方向：单相流体(液体或气体)可以选择水平型或垂直型，对粘度大的液体水平型更有利于混合，垂直型应用于如下壳侧要求：凝结(为更好的排水)，蒸发和沸腾(避免层化和提供脱离空间)，拖走液体中的颗粒(提供微小的干扰力使固体下落)和多壳程换热器，如图1.62所示的F壳体型。

因为平板型折流板的主要作用之一是支撑管子，折流板和支撑板有时可以互换使用。然而，支撑板不能使流体横掠管束，其厚度可比折流板厚，管子与折流板间的孔洞间隙较小，增强了管束强度。单弓形折流板的支撑板在大约中心线处被切开，间隔0.76mm。这就导致了1.52m的没有支撑的管子跨距，因为每一个

㊀ 这些是如第4.4.1.1节描述的从管子到折流板孔、折流板到壳体、管束到壳体和管程隔离的漏流或旁流。

㊁ 由具有折流板的管束构造所要求的各种允许的间隙由TEMA提供。

平板支撑一半数目的管子。双弓形折流板(图1.10)，又称为条形折流板，对于同样的无支撑管子跨距，它与单弓形折流板相比，壳侧压降较小(允许更大流体流动)。这种情况下的折流板间距不应该太小；否则，就会导致产生具有显著流动停滞区域的平行(纵向)流(导致较低传热系数)。三弓形折流板使流动具有很强的平行流动分量，可以提供较低的压降，需要更紧密的管子支撑以防止管子振动。

较低的容许压降导致大的折流板间距。因为缺口区的管子的支撑距离是折流板间距的两倍或者更大，所以它们更易受振动的影响。为了消除管子振动的隐患和降低壳侧的压降，可卸除缺口区的管子及用支撑板减小其余管子的无支撑跨距。这种设计称为缺口不排管的弓形折流板，如图1.10所示。在这种情况下的支撑板是圆形的并支撑所有的管子。折流板缺口和卸除的管子数在15%~25%范围内变化。要注意的是在折流板角上不存在低速区，因而导致好的流动特性和较少污垢。因此，缺口区换热面的损失得到部分补偿。然而，必须增大壳体的尺寸以补偿缺口区的表面积损失，这样又会增加换热器的成本。如果壳侧的运行压力很高，这种缺口不排管的设计与缺口内排管的相类似的换热器相比，非常昂贵。

盘环型折流板由交替的圆盘和环状的折流板组成，如图1.10所示。一般来说，圆盘的直径比半个壳体的直径稍大一些。对于相同的无支撑管子跨距，这种折流板的设计与单弓形折流板相比，压降比较低，而且消除了管束到壳体的旁流C。这种设计的缺点有：①固定折流板的所有拉杆都在管束内；②中心区的管子由盘形折流板支撑，而盘形折流板又由位于具有较大直径的盘和环形孔洞的重叠区域的管子支撑。

折流杆。折流杆用于消除流体诱导振动。对于某些管壳式换热器的应用，期望消除交叉流，使壳侧形成纯粹的轴向(纵向)流动。对具有高壳侧流体流速和低流体粘度的情况，折流杆换热器和弓形折流板换热器相比，有以下几点优点：①由于管子刚性地支撑在连续四个点上，从而消除了流体诱导管子振动的现象；②在相同的流速和换热量下，壳侧压降大约是双弓形折流板的一半。和弓形折流板换热器相比，壳侧传热系数也低了很多。一般来说，在相同的换热和壳侧压降条件下，折流杆换热器将导致较小的壳体直径和具有更多换热面积的较长管子单元；③使用折流杆，不会产生滞流区域，从而减少了污垢和腐蚀，和折流板式换热器相比，提高了传热系数；④因为带有折流杆的换热器具有两流体的逆流布置，与那些弓形折流板的换热器相比，它可以有更高的换热器效率和更低的平均(或入口)温差；⑤与弓形折流板换热器相比，一般折流杆换热器具有低成本单元，换热率与压降的比值总体较高。如果需要控制管侧流体，并且对压降有一定的要求时，一般不使用折流杆式换热器。关于这种换热器进一步的细节可以查阅Gentry的相关著作。

冲击折流板。冲击折流板或板一般用在壳侧入口喷嘴的下面。其目的是保护入口喷嘴附近的最上一排管子，避免从喷嘴到管子的由于高流速的流动喷射所引起的腐蚀、气蚀，以及振动。这种折流板最普遍的形式之一是安置在第一排管子前面的入口喷嘴下的固体方形板，如图10.2所示。这种折流板的位置对在壳体内使相应的压降最小化和对壳侧流体流过折流板后的高的逃逸速度都起关键作用。为了此目的，喷嘴和板之间以及板和管束之间都必须有足够的面积。这可通过如图10.2所示从圆形管束中抽掉一些管子或者通过改进喷嘴使其具有膨胀部分(在图10.2中没有展示)实现。在第一个折流板空隙内合适地安排板的位置对高效换热也非常重要。板顶端和管板之间以及板顶端和第一个弓形折流板之间都必须有足够的空间。最通常的管子故障是缘于冲击挡板的不合适的位置和尺寸。

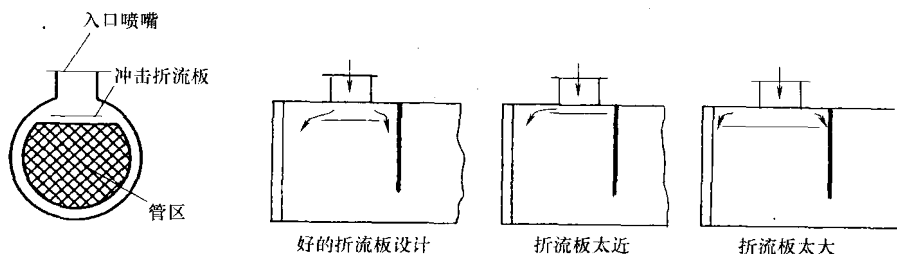


图10.2　壳侧入口喷嘴处的冲击挡板

10.2.1.4　壳体

由TEMA分类的7种壳体类型如图1.6所示，它们及折流板也在图10.3中画出。E型壳体，因为成本较低、结构相对简单而最为普遍，其适用于单相壳体流动条件和蒸汽容积较低的小的冷凝器。多管程提高了传热系数h(如果相应增加的Δp在允许的范围内)。然而，如果提高的h和NTU不能补偿顺流的影响，与单管程设计相比，多管程的设计能会降低传热器效率或F因子(由于一些单管程是逆流)。串联(在总体逆流的情况下)的两个E型壳体可用于提高换热器效率ε。

作为另一选择，对双管程换热器更希望(即高ε)是逆流安排。这可通过具有纵向折流板的F型壳体实现，从而构成双壳程。然而，TEMA　F型壳体在实际中却很少使用，因为通过纵向折流板会发生热量泄漏和由于纵向折流板和壳体之间的表面没有很好的密封所引起的潜在的漏流。同时F型壳体也增添了制作和维护上的其他问题，移动或替换管子也比较困难。如果人们想要提高换热器效率，多壳体串联比F型壳体更可取。

TEMA　G型和H型壳体与F型壳体有相似之处，但是具有不同的纵向折流板。因此，当壳侧的Δp是一限制因素时，可以使用G型或H型壳体；但是，ε或F会比交叉流换热器低一些。分流G型壳体有卸掉端部的水平折流板；壳体

壳体类型	固定管板和浮头式管束	U形管束
TEMA E		
TEMA F		
TEMA G		
TEMA H		
TEMA J 单个喷嘴入口		
TEMA J 双喷嘴入口		
L 纵向流		
TEMA X 交叉流		

图 10.3 各种壳体型式的壳侧流动分布

喷嘴在管子的中点处被分开 180°。双分流 H 型壳体与 G 型壳体相似，但有两个入口和两个出口喷嘴，以及两个纵向折流板。G 型和 H 型折流板很少在壳侧单相流应用，因与 E 型或 X 型壳体相比，它们没有优势。它们用作水平热虹吸管

再沸器、冷凝器以及其他有相变的情况。纵向折流板用来阻止壳侧流体中较轻的组分飞溅，帮助冲走非凝结物，加强混合，有助于分送流动。一般地，在这些应用情况下，通过纵向折流板的 ΔT 和 Δp 很小，通过折流板的换热和边沿漏流对性能的影响不显著。H 型壳体接近 X 型壳体的交叉流布置，与 E 型、F 型和 G 型壳体相比，其壳侧 Δp 通常较低。对于较高的入口速度的情况，在入口处需要两个喷嘴，因此使用 H 型或 J 型壳体。

分流式 TEMA J 型壳体有两个入口、一个出口，或者一个入口、两个出口的喷嘴(管子中点处有一个喷嘴,靠近管子末端有两个喷嘴)。J 型壳体的压降大约是一个同等量级的 E 型壳体压降的 1/8，因此用在低压降的情况下，例如真空下的冷凝器。对于冷凝的壳侧流体，使用 J 型壳体，气相的有两个入口，冷凝气和残余气有一个中心出口。

TEMA K 型壳体用来部分蒸发壳侧流体。它可以用作加工工业中的炉形再沸器和制冷工业中的满溢式冷却器(管中是热液体)。通常，它包括圆截面的水平 U 形管束，它放置在超大号的壳体内，在壳体顶端有一个或多个蒸汽喷嘴(如图 1.6 中一个蒸汽喷嘴)以降低液体雾沫。管束直径是 50%~70% 的壳体直径不等。液体(要被蒸发的)通过左向喷嘴从靠近管板下方进入并覆盖管束。池沸腾和一些对流沸腾发生在壳侧，不伴随壳侧管外蒸发流体的强迫流动。蒸汽充满在没有管子的壳体上方。壳体中的较大空间作为蒸汽的分离空间；如果设计得当，几乎所有的干蒸汽从上喷嘴中喷出，因此不需要外部蒸汽-液体分离器。因此，尽管制造很昂贵，尤其是在高压的情况下，它仍然被广泛使用。一般地，锅炉再沸器被看做池沸腾装置，但是对流(流动)沸腾充斥于管束中。

对于给定的流速和表面积，在所有(除 K 型)壳体结构中，交叉流 TEMA X 型壳体的壳侧压降最低。因此，它用在气体加热和冷却的情况(无论有无翅片管)以及真空凝结的情况。它也应用在壳侧流量较大的情况下。在 X 型壳体中没有横向折流板，但是，可以用支撑板排除流动诱导的振动。除非安装了合适的装置在入口处均匀地供应流体，否则壳侧的流动分布会是很严重的问题。这个可以通过浴缸形喷嘴、多个喷嘴来实现，或者通过在喷嘴入口附近提供一个沿着壳体长度的清晰通道，如图 10.4 所示。

图 1.6 所示的壳体类型在一个壳体内有一个或两个壳程。壳体的成本比管子的成本高得多。因此，设计者努力在一个壳体内容纳所要求的换热面积。通过使用纵向折流板[1]可以达到 3 壳程或者 4 壳程的设计。和单壳体壳侧单壳程相比，具有纵向折流板的壳侧多壳程设计将减少每壳程的换热面积。并有可能导致较高的壳

[1] 纵向折流板和壳体之间的完全或紧密的密封对保持预计的高的换热器有效度是必要的。

侧压降。串联的多壳体也应用在给定的条件下，原因如下。

1）它们可提高换热器效率 ε 或在相同的 ε 下降低表面积。在后一种情况下，相应的管子成本的降低可以补偿一个额外的壳体和其他组件的成本。

2）对于要求换热器效率较高的情况，多壳程是唯一的选择。

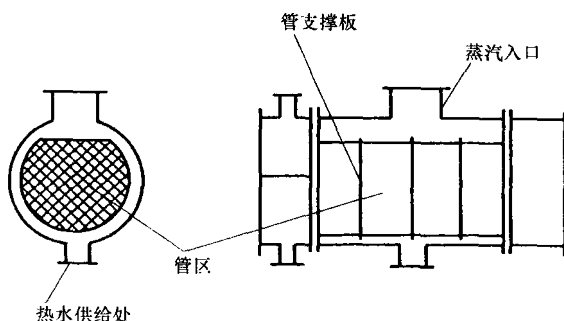


图 10.4　应用于凝结的 X 型壳换热器（为更好的流体分布，顶部管排缺省）

3）对部分负荷运行条件和必须是方形管束的情况下，多壳体（可能在尺寸上较小）将使得运行更经济。

4）船运和搬运条件可施加对总尺寸或总重量的限制，导致了多壳体的应用。

在火车的热量回收和一些其他的应用中，串联六个壳体是经常应用的。在这些应用中，壳体数目的限制是取决于一个流体流动的压降限制。

10.2.1.5　前端管箱

如图 1.6 所示，TEMA 划分了前端管箱和后端管箱的类型。前端管箱是固定的，而后端管箱可以是固定的，也可以是浮动的，取决于管子和壳体之间的允许热应力。前端管箱和后端管箱选择的主要标准是热应力、运行压力、清洁性、危险性和成本。

前端管箱主要有两种类型，槽式和帽式。帽式管箱是一个整体的铸件，有一个侧面或一个端盖入口喷嘴[○]。尽管帽式管箱比较便宜，但是检修和维护要求打开管子接头，移开阀盖。因此，帽式管箱一般用于清洁的管侧流体。槽式管箱可以拆卸，像 TEMA　A 型管箱，或者与管板集成为一体，像 TEMA　C 型和 N 型管箱。在这些前端管箱中有一个可拆卸的槽盖用于方便管道的检修和维护。在这些类型的管箱中喷嘴是侧面进入的。注意当壳体是焊接在 TEMA　N 型管箱上时，它是和 TEMA　C 型管箱通过法兰连接的。在 TEMA　N 型管箱中，槽和管板之间以及管板和壳体之间都没有机械接头（都是焊接接头），从而消除壳体和管子之间的泄漏。TEMA　D 型管箱有一个特别的高压挡板，用在涉及 2100kPa 氨的工作条件和更高压强的其他条件。

10.2.1.6　后端管箱

在管壳式换热器中，由于壳体与管子流体的换热，壳体与管子有一定的温差。

○　注意前端和后端管箱上的喷嘴用于管流。壳侧流体的喷嘴置于壳体自身上。

这导致了壳体、管子和管板之间不同的热膨胀和热应力。如果没有合适的措施，壳体或管子就会变形，或者管子会从管箱中抽开或抽出。在后端管箱中对不同的热膨胀采取了一些预防措施。根据是否对不同的热膨胀采取或没有采取一些预防措施，可以将它们分为固定或浮动的后端管箱。更普遍采用的允许管子自由膨胀的第三种设计是具有固定前端和后端管箱的 U 形管换热器，它包含在下面讨论的浮动后端管箱类型中。表 10.3 概括了多种后端管箱管壳式换热器的设计特点。

表 10.3　管壳式换热器设计特点

设计特点	固定管板	U 形弯（U 形管）	外部装填材料箱	外包装套环	拉入式管束	内部分裂支承环
TEMA 后端联箱类型	L，M，N	U	P	W	T	S
可移动管束	不	是	是	是	是	是
应用多条管束	不	是	是	是	是	是
提供壳体和管子之间的差速运动	是，壳内有伸缩管	是	是	是	是	是
可替换单个管子	是	是[1]	是	是	是	是
管子内部和外部均可化学清洗	是	是	是	是	是	是
可机械清洗管子内部	是	利用特殊工具	是	是	是	是
可机械清洗管子外部	是	是[2]	是[2]	是[2]	是[2]	是[2]
需要内部密封和螺栓连接	不	不	不	不	是	是
双管板可行	是	是	是	不	不	不
可用的管板通道数	任何	任何偶数	任何[3]	一或两个[4]	任何[5]	任何[5]
近似径向间隙/mm	11~18	11~18	25~50	15~35	95~160	35~50

（续）

设计特点	固定管板	U形弯（U形管）	外部装填材料箱	外包装套环	拉入式管束	内部分裂支承环
TEMA后端联箱类型	L，M，N	U	P	W	T	S
按增长次序的相对成本（最便宜的=1）	2	1	4	3	5	6

注：数据来自Shah（1995）。

① 如果没有特别的设计，只有外排管子可以替换。

② 外部机械清洗可用于矩形或旋转矩形节距。

③ 对偶数管程，在后部需要轴向喷嘴。

④ 对双程，管侧喷嘴需在固定端。

⑤ 奇数管程在浮头需要充塞或伸缩管。

具有固定后端管箱L、M或N的换热器在侧面有一个固定管板。因此，总的设计是刚性的。管束和壳体之间的间隙在各种设计中是最小的，因此把管子到壳体的旁流C减至最小程度。可以使用任何数目的管程。TEMA L、M和N型后端管箱对应于TEMA A、B和N型前端管箱。固定管板式换热器的主要缺点是：①管子与壳体之间的热应力不能释放；②不能用机械的方法清理壳侧（只能用化学清理的方法）；③不适用于更换管束的情况。因此固定管板式换热器一般应用于温度相对较低（315℃或更低）和相应较低压强（2100kPa或更低）的情况下。作为经验法则，固定管板式设计一般用于两种流体的入口温差低于大约50～60℃的情况。如果使用了膨胀波纹管，温差可提高到大约80～90℃。膨胀波纹管对于高压（>4150kPa）的应用是不经济的。固定管板式换热器是继U形管换热器后的低成本元件。

浮动后端管箱可容许不同的热力膨胀，因为管子在壳体内可自由膨胀，因此消除了热应力。对于壳侧的机械清洗，管束也可拆卸。基本上有3种浮动后端管箱：U形管箱、内部浮动管箱（拉入式或扣环式）和外部填充式浮动管箱。

在U形管束中，由于U形管的自由膨胀而大大降低了热应力，后端管箱有一个总盖，它是后端管箱中最便宜的部分。换热器结构简单，只有一个管板，没有膨胀接头，因此这是成本最低的设计，特别是在高压的情况下。壳侧清洗时可拆卸管束，但除了最外的管排，很难从管束中拆卸U形管，而且很难机械清洗管侧弯曲部分。因此除非管侧可以用化学方法清理，U形管换热器只用于管内清洁的流体。因为无支撑跨度很长，特别是在大直径管束中，流动诱导振动对最外排的管子来说也是一个问题。

下一个最简单的浮动管箱是拉入式管箱 *T*，如图 10.5 所示。在浮动管箱一侧，管板很小，作用像一个法兰，和它自己的帽式管箱一起安装在壳体里。通过先拆卸前端管箱，管束可容易地从壳体上卸下。如果需要，还可以替换单管或整个管束。由于浮动管箱的法兰和螺栓圆周，很多管子在靠近壳体处形成管束的缺省。这导致产生了最大的管子—壳体的环向空隙或明显的管束—壳体旁流 C。因而为了不降低换热器的性能，旁流区的密封片(虚拟管或有间隔装置的拉杆)是必需的，如图 10.6 所示。按每两个折流板缺口之间的 5 ~ 7 倍管距，成对安装。它们强制流体从旁流返回管束。然而，密封片附近局部的较高流速会导致流体诱导管子振动；因此，设计时，必须谨慎处理。与其他的浮动管箱设计相比，在给定的壳体直径下，这种设计使用的一个管束中管子的数目最少，因此这种壳体直径要大一些以满足所要求的表面积值。TEMA　T 型管箱设计的理想的应用之一是锅形再沸器，其壳侧有足够的空间，且无需考虑旁流 C。

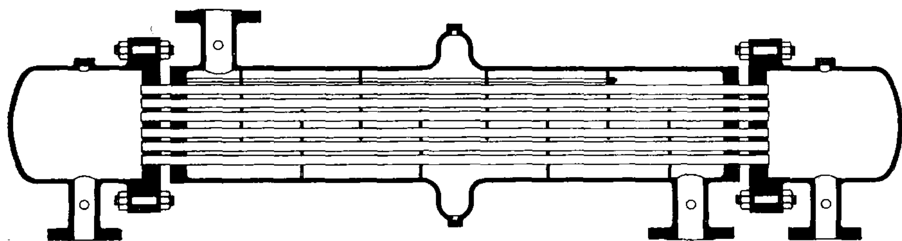


图 10.5　拉入式后端管箱(*T*)双程换热器

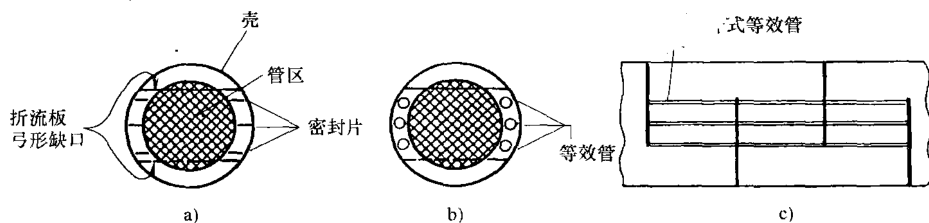


图 10.6　旁流区所需的密封装置

a）密封片　b）虚拟管或拉杆　c）密封片，虚拟管或者覆盖整个管束长度的拉杆的示意图

可以通过用螺栓连接浮动管箱阀盖与开口垫环(法兰)，尽量减小管子与壳体之间的空隙，如图 10.7 所示。这称为 TEMA　S 型后端管箱。管子浮动管箱的壳体盖的直径比壳体的大。结果，管子—壳体之间的空隙是合理的，一般不需要密封条。然而，为了清理和维护换热器，两端必须拆开。在 TEMA　S 和 T 型管箱中，壳侧流体必须紧紧密封以防止泄漏到外面。但是，由于内部隐藏的垫圈的损坏不易检测，内部的泄漏是可能的。TEMA　T 型管箱比 S 型管箱对两流体的

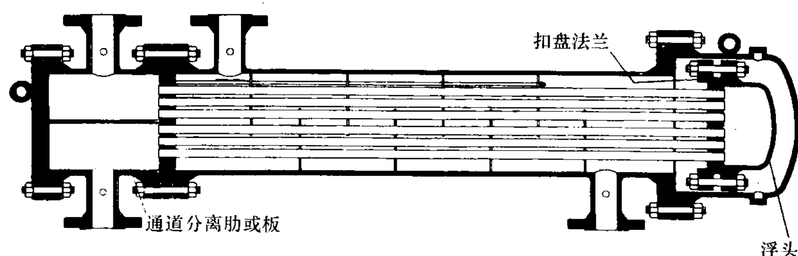


图 10.7 具有扣环的双程换热器

密封更好。TEMA S 型和 T 型管箱结构用于多管程换热器中；如果要保留 TEMA S 型和 T 型管箱密封较好的优点，那么它们不适合用于单程结构。与 U 形管或固定管板式元件相比，TEMA S 型和 T 型管箱设计成本相对较高。TEMA S 型管箱的成本比 TEMA T 型管箱的高。开口垫环浮动管箱广泛应用在中等工作压力和温度的石油工业上。对于很高的工作压力和温度，TEMA S 型管箱设计需有一个特殊的测试环(TEMA,1999)。

如图 10.8 所示，在外部填充式浮动管箱 TEMA P 型设计中，填料箱起到了对浮动管箱的套筒的密封作用，防止壳侧流体渗漏到外边。考虑到热膨胀的影响，这个套筒(以及管束)可以背向密封装置自由地沿轴向移动。靠近套筒端部的开口环式法兰密封了箱体的后端。由于这种浮动管箱的特殊设计，在密封圈处的任何泄漏(从壳侧或是管侧)都漏向外边。因此，TEMA P 型管箱一般不用于有毒性的流体。且入口和出口喷嘴也必须定位在固定端。因此，这种设计的管程数只能是偶数。在这种设计中，管子与壳体之间的空隙很大(大约 38mm)，因此，需要密封条。TEMA P 型管箱换热器比 TEMA W 型管箱换热器贵。

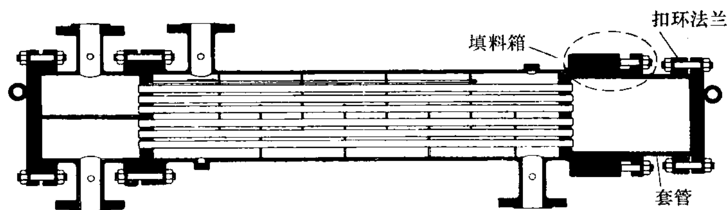


图 10.8 具有外部填充式浮动管箱的两管程换热器

图 10.9 展示了带有套环的填充式管箱或 TEMA W 型管箱。在这里，套环安放在管板的加工面上，对壳侧和管侧的法兰起到了有效的密封作用。套环上经常提供开口，以帮助定位在壳侧和管侧流体混合之前密封中的任何泄漏。尽管管侧单程设计是可能的，但一般使用偶数管程。TEMA W 型管箱是所有浮动管箱中成本最低的设计。尽管它的成本比 U 形管束的高，但是高出的成本被可接近

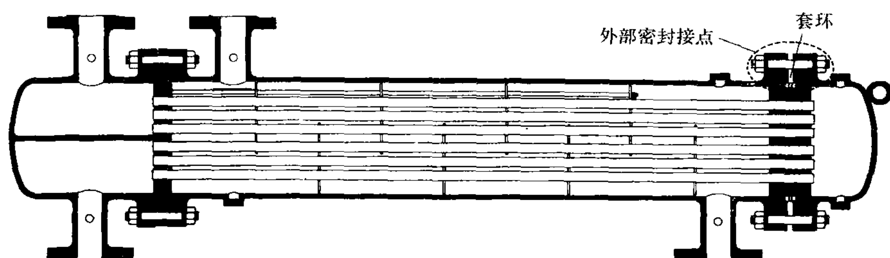


图 10.9　具有套环的填充式浮动管箱两管程换热器

管端（通过开启后端管箱和前端管箱）进行清洗和修理的优点抵消。因此这种设计有时会用在石油化工和加工工业中。

如图 1.6 所示的不同壳体类型的前端管箱和后端管箱可形成大量的组合，这取决于应用情况和制造工艺。一些经常的组合类型派生了下面的管壳式换热器：AEL、AES、AEW、BEM、AEP、CFU、AKT 和 AJW。

根据可用的不同类型的前端管箱和后端管箱，管壳式换热器中的管束可以简单地分为直管或 U 形管。这两种都在前端有固定管板。U 形管束在 U 形弯曲端有一个焊接的壳盖。直管束或者有固定管板，或者在后端有浮动管箱。前者称为固定管板式管束；后者称为浮动管箱式管束。

根据这样的背景，图 10.10 中描述了两个流程图，在设计管壳式换热器的各个阶段中用来提高总的传热系数或降低管侧或壳侧的压降。

10.2.2　板式换热器

波浪式板在 PHE 中应用最广。因此，我们不讨论为何其他各种几何形式的板也在 PHE 中应用的原因。如 1.5.2.1 中所述，PHE 与管壳式换热器相比有很多优点，例如结构紧凑、总成本较低、结垢较少、易开启和更改换热器中板数的灵活性、高的 q 和 ε 和流动滞留时间较短。由于这些优点，在液—液和有相变的换热中它们占据的市场份额是紧随管壳式换热器之后的第二位。造成它们的通用性受限的原因是密封圈承受的压强和温度的限制。由板间的激光焊接（例如在焊接式 PHE 中）代替一侧或两侧密封圈可以提高密封式 PHE 的工作压力和温度限制，且它可容许 PHE 使用和板材料相容的腐蚀性流体。对低的热负荷（可另外表达为总换热面积达到 $10m^2$），可以用更紧凑的钎焊 PHE 替代焊接型 PHE，因此消除了焊接型或密封型 PHE 中的框架、支撑梁、螺栓连接等。已开发了各种其他 PHE 可恰当地用于上面所述的 PHE 不能处理的一些特殊的工作环境。在 1.5.2.2 节末尾描述了这些 PHE 中的一些类型。

尽管管壳式换热器功能多样，可处理所有的各种工作条件，但是它结构不紧

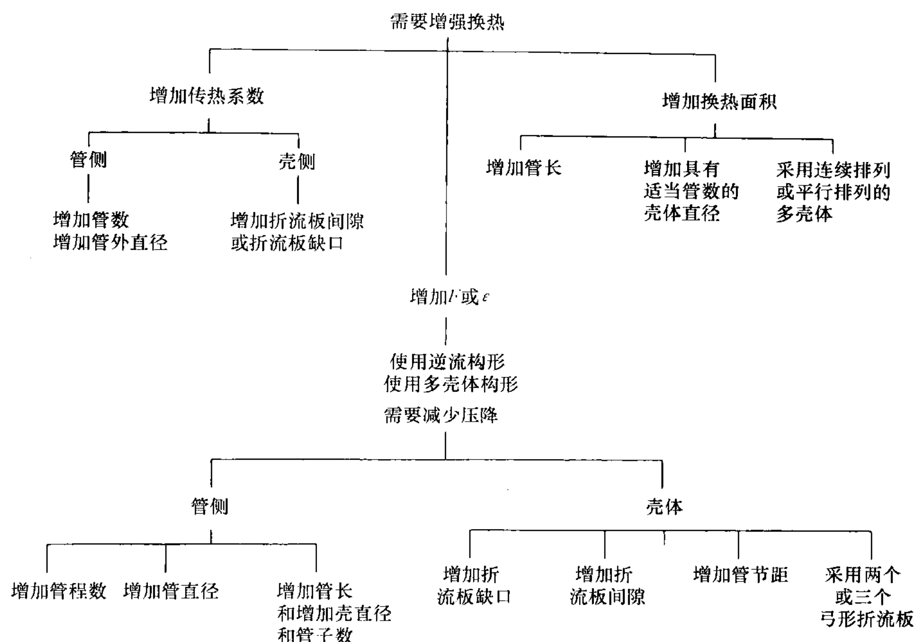


图 10.10 管壳式换热器中各几何参数对换热和压降的影响

凑，设计上不灵活，需要大的安置空间，比 PHE 和其他紧凑式换热器费用(总费用)高。因此，已发明了一些 PHE 和其他很多换热器，可在各种狭窄的运行范围内替代管壳式换热器。这些换热器的细节可参阅 1.5.2 和 1.5.3 节。最近出版的 Reay 的专著是关于应用在液—液和相变换热的紧凑式换热器的非常好的信息来源。

10.2.3 扩展面换热器

10.2.3.1 板翅式换热器表面

板翅结构通常应用在气—气或气—相变的换热情况，在这些应用中或者传热系数低，或者需要极高的换热效率。它提供了很高的紧凑度(达到大约 $6000m^2/m^3$)以及相当的灵活性。每一侧流体的通道高度都很容易变化，对于不同的应用情况，在平板中可使用不同的翅片。在每一流体侧，翅片厚度和翅片数目可以独立变化。如果使用波纹状翅片(例如三角形、百叶窗形、孔形或波纹形)，翅片可以被挤压或延伸以改变翅片的间距，因此提供更多的灵活性。任一侧流体的翅片很容易调节，使得两流体的总的流动布置是交叉流、逆流或顺流。如果对每一流体的入口和出口端盖具有合适的设计，那么即使多股流板翅式换热器的结构也相对简单(ALPEMA,2000)。

一般板翅式换热器设计为低压应用环境，工作压力限制在大于1000kPa内。然而，低温板翅式换热器设计的工作压力大约为8300kPa。利用现代的制造技术，它们可以设计成用很高压力的情况。例如，用CO_2作冷却剂的汽车空调系统中的气体冷却器，其工作压力为12.5～15.0MPa。最高工作温度由板翅连接的类型和所使用的材料限定。已设计的板翅换热器的运行温度可从低的制冷温度(-200℃)变化到大约800℃。气体的结垢问题一般不像液体那样严重。板翅式换热器一般不应用在结垢很严重的情况，因为除非可以应用化学清理方法外，没有其他简单的方法用于清洗换热器。如果换热器由小模块组成(在高度、宽度、长度方向上堆积而成)，并且可以用除垢剂、高压空气喷射或用加温炉烘烤(就像在造纸工业换热器中一样)的方式清洗，那么这种换热器也可以应用在有相当结垢的情况。板翅式换热器中流体污染(混合)一般不是问题，因为事实上没有流体从换热器一流体侧泄漏到另一侧。

翅片表面的选择取决于工作温度，同时参考翅片和平板或管子的结合，以及材料的选择。对于低温条件的应用，机械连接、软钎焊接或者硬钎焊的效果可令人满意。翅片可由纯铜、黄铜或铝制造，因此能保持高的翅片效率。对于高温条件，只有使用特殊的焊接技术，可以使用不锈钢和其他昂贵的合金制造翅片，这些材料可能具有相对低的翅片效率，这是由于它们具有相对低的热导率，除非选择合适的较低的翅片高度。所以除非翅片高度选择的比较合理，否则只能通过选择合适的高性能表面以抵消潜在的翅片效率的减小。钎焊需要钎焊炉的维护成本、钎焊成本这样的额外的资本和专门的工艺技术(Sekulic等,2003)。

在换热器结构类型和表面的选择上成本是一个很重要的因素。一般地，单位换热面积的板翅表面不比管翅式表面贵。如果能够对指定的约束满足性能标准，对大部分的应用，人们不是选择性能高的表面而是选择最便宜的表面。例如，如果平直翅片表面可以完成指定应用的工作，就不必使用性能较高的百叶窗式或错位条式翅片表面，因为它们的制造费用高。

现在我们定性讨论平直翅片、波纹翅片、错位条式翅片、百叶窗式、多孔和钉状翅片的结构和性能。

(1) 平直翅片表面。这种表面是在流体流动方向上不加以扰动(阻断)的平直翅片。尽管三角形和矩形通道更普遍，但根据翅片材料的褶皱方式，任何一种需要的复杂形状都可以成形。尽管三角形(波纹状)翅片(如图1.29a、e和f所示)较便宜，能以较快的速度制造，并具有额外的可调节翅片间距的灵活性，但是一般在相同通道尺寸和翅片厚度下，其结构上不如矩形翅片稳固(如图1.29b和d所示)。三角形翅片可具有由很低到极高(40～2400翅/m)的翅片密度。

平直翅片一般应用于允许压降低，且期望的固定正面面积，增加的扰动表面不能满足容许Δp的设计要求的情况。另外平直翅片在雷诺数低的情况下更可

取。这是因为对于间隙翅片，当流动在低 Re 下接近完全发展状态时，由于制造阻断而造成的高成本，抵消了间隙翅片的高 h 值的优点。平直翅片也适用于高雷诺数的情况，因为此时间隙翅片使 Δp 变得太高。

（2）波纹翅片表面。这样的表面在流动方向上具有没有阻扰的表面，具有和平直翅片相似的横截面形状（如图 1.29c 所示）。然而，在流动方向上它们是波纹状的，而平直翅片在流动方向上是平直的。在流动方向上的波纹翅片提供了流动的有效扰动，导致非常复杂的流动。这是由 Gortler 漩涡造成，它是当流体流过凹的波纹面时形成。它们是逆时针旋转的旋涡，形成螺旋形运动模式。波纹翅片的传热系数比相当的平直翅片要高。但是波纹翅片的传热系数比间隙性的翅片如错位式或百叶窗式翅片要低。因为在表面上没有缺口，所以波纹翅片一般用于间断翅片有潜在污垢和阻塞问题的情况，这些问题由微粒、凝结水蒸气、由冷凝引起的分流百叶窗等因素造成。

（3）错位条式翅片。这是在板翅式换热器中一种应用最广泛的扩展翅片的几何形状（如图 1.29d 所示）。翅片具有矩形横截面，并被切成长为 l_s 的小的细条。每一交替的细条在横向方向上偏移（错位）大约 50% 的翅片间距。除翅片间距和翅片高度之外，主要的变量还有翅片厚度和流动方向上的细条长度。错位条式翅片的传热系数比平直翅片的高 1.5 ~ 4 倍。对应的摩擦因子也很高。错位条形翅片的 j/f 与平直翅片的 j/f 的比值约为 80%。如果设计得当，在相同 Δp 下，错位条式翅片换热器比平直翅片换热器需要明显小的换热面积。当 $Re \leqslant 10000$ 时，错位条式翅片换热的增强主要源于再发展的层流边界层。但是，在 Re 较高的情况下，它相当于一个粗糙的表面（减少 j 值，增加 Re，f 保持常数）。

错位条式翅片用于 Re 的范围大致是 500 ~ 10000，在这一范围内换热效果比平直翅片显著增强。对于给定的换热和压降要求，与平直翅片相比，错位条式翅片需要更大的正面面积，更短的流动距离和总体较小的容积。错位条式翅片广泛地应用在航空航天、制冷和对换热性能要求很高的许多其他工业中。

（4）百叶窗式翅片。通过切割金属或者翻转、弯曲或从基体金属表面抽出切除的单元的方式构成百叶窗（如图 1.29e 所示）。百叶窗可以制成各种不同的形式和形状。百叶窗式翅片的厚度一般比错位条式翅片的薄。百叶窗间距（也称为百叶窗宽度）和百叶窗角度（另外，翅片间距和翅片高度）是表面换热和流动摩擦特性的最重要的几何参数。在绝对水平条件下，对同样的雷诺数，百叶窗式翅片的 j 因子比错位条式翅片的要高，其 f 因子比错位条式翅片的高。因为百叶窗式翅片是三角形（或波纹状）的，通常它不像错位条式翅片那样坚固，后一种翅片有相对较大的钎焊平板面积，因此增加了强度。百叶窗式比错位条式翅片具有相对较大的潜在结垢倾向。它更适于高速批量生产加工技术，这样，当大量生产时，它比错位条式翅片和其他阻断形翅片更便宜。需要的翅片空隙可以通过挤压

或者延伸翅片得到，因此无需更换工具和磨具，增添了翅片间距的灵活性。这种灵活性对错位条形翅片是不可能的。

通过改变百叶窗角度、宽度和形式可以获得宽广的性能范围。根据所采用的百叶窗几何形状的不同，工作雷诺数的范围是 100～5000。现代多层百叶窗翅片比错位条式翅片的传热系数高，但 j/f 比值要低一些。然而，设计良好的多层百叶窗式翅片换热器的性能可以接近错位条式翅片换热器，而且可能具有更大的表面紧凑度和低的制造成本。多层百叶窗式翅片（如图 1.27、图 1.28 和图 1.29e 所示）广泛应用在汽车工业中。

（5）穿孔翅片。穿孔式翅片有圆形或者矩形孔，主要冲孔变量有尺寸、形状和纵向及横向间距（如图 1.29f 所示）。穿孔翅片具有三角形或矩形流动通道。当用作板翅表面时，一般采用钎焊。孔洞阻扰流动，可一定程度地提高 h 值，但是也会丢失相当数量的表面积，因此抵消了其优点。穿孔翅片现只用在有限数量的应用中。它们作为湍流器应用在油冷却器中混合粘性油，或者作为高 Δp 翅片改进流动分布。穿孔翅片曾用在空气分离换热器中蒸发低温流体，但现在已经由错位条式翅片取代。

（6）钉状翅片。它们能以很高的速度连续地由具有适当直径的金属丝加工而成。在金属丝形成矩形通道以后（即矩形平板翅片），顶部和底部的水平线部分可由硬钎焊或软钎焊和平板焊平。钉可以是圆形或椭圆形的。钉状翅片换热器的性能相当低，这是因为和特别的圆形钉相关的连带损失和翅片的串联布置（这是由高速制造工艺造成）的影响。由钉状翅片的几何形状形成的表面紧凑性比错位条式翅片或百叶窗式翅片的表面低很多。由于圆形钉后面的漩涡脱落，可导致噪声和流动诱导振动问题。最后，圆形金属丝的成本一般比平板的成本高，因此不具有材料成本方面的优点。钉状翅片潜在的应用条件为低雷诺数情况（$Re<500$），对于这些情况，压降不是主要考虑因素。钉状翅片应用在具有流过钉状翅片的自由对流的电子冷却装置中。

10.2.3.2　管翅式表面

当只在一个流体侧需要扩展型表面时（例如气—液换热器），或者当一侧流体需要限制工作压力时，可以选择管翅式换热器（参阅 8.2 节），管道可以是圆形、扁平形或者椭圆形。同样，当最低成本成为必要条件时，可选择管翅式换热器而不是板翅式换热器，因为翅片与管子之间不是钎焊连接的，而是通过机械膨胀连接在一起。要提高管内的换热，降低管外的压降，可以用扁平或椭圆形管道代替圆形管道。然而，与圆形管子相比，工作压力受限。与板翅元件相比，管翅式换热器具有低的换热表面紧凑度，其最高的换热表面密度约为 $3300m^2/m^3$。

管翅式换热器可以设计用于宽广的管侧流体压力范围（3000kPa 或更高），而另一流体的工作压力较低（大约 100kPa）。最高工作温度由连接点的类型和所使

用的材料限定。管翅式换热器设计的可覆盖的工作温度范围为从低的制冷温度到大约870℃。如果管子可以清洗，管侧可允许适中的结垢。在很多情况下，气体侧(翅片侧)的结垢一般不是问题。当有“中度”的结垢时，使用不间断的平直翅片。两种流体的污染(混合)一般不是问题，因为实际上它们之间没有流体泄漏。因为一般管子比扩展型表面昂贵，所以管翅式换热器一般更贵一些。另外，像前边提到的，管翅式换热器芯体的换热表面紧凑度一般比板翅换热器要低。

管翅式结构一般应用在液—气或有相变的流体—气体换热器中，其中管侧有液体、凝结流体或蒸发流体。翅片一般使用在管子外侧(气体侧)，尽管根据情况不同，翅片或湍流器也可应用在管子内部。圆形和扁平管子(有圆形或尖形拐角的矩形管子)是最普遍使用的，但是，椭圆形管子也被采用。圆形管子使用在较高压力的情况和预计将有相当结垢的情况。干扰阻力与垂直于圆管的流动有关。相反，扁平管子对垂直于管子的流动产生较低压降，这是因为较低的阻力，因而避免了管子后面的低性能涡区。同样的，平直管内部的流动传热系数比圆形管的高，特别是在低 *Re* 情况下。平直管子的应用局限于低压力的工况，例如汽车散热器，除非管子冲压成具有内部肋(如图1.27所示的多端口管道,也称为微通道)或外部集成散热片的形式。

(1) 管排上的扁平翅片。这种类型的管翅几何形状(如图1.31b所示)最经常应用在空调和制冷式换热器中，在这些情况中，需要限制冷流体一侧的高压力。如前面提到的，这种类型的管翅几何形状不像板翅几何形状一样紧凑(按照表面紧凑度)，但是由于它成本较低，目前应用越来越广。这是由于翅片和管子是通过机械或液压膨胀连接的，而不是通过焊接把翅片和管子连接起来。由于是机械连接，这种类型的应用限制在管子和翅片材料之间的不同的热膨胀较小的工况，最好应用在管子的热膨胀大于翅片的热膨胀的情况。否则，疏松的连接点可能有显著的热阻。

扁平翅片有很多种不同的类型可供选择(如图1.33所示)。最普遍的是平直型、波纹型和阻断型。平直型的扁平翅片应用在压降要求苛刻(很低)的工况，尽管对于指定的换热要求，与波纹型或阻断型翅片相比，需要大量管外表面积。在同样的翅片密度下，平直型扁平翅片和其他的管翅表面相比具有最低的压降。波纹型翅片在性能上比平直翅片更优越更粗糙。波纹型翅片普遍应用在空调压缩机和其他商业换热器中。各种类型的百叶窗式几何形状可能和阻断式的平直翅片接近。设计得当的阻断型翅片的性能甚至比波纹翅片更好；但是它可能粗糙度不够、制造成本更高，而且可能有阻塞的倾向。

(2) 单一翅片管。这种管翅几何结构(如图1.31a所示)一般比连续的翅片结构更粗糙，但其结构紧凑性(表面紧凑度)较低。平直的圆形翅片是最简单最普通的。通过膨胀力将翅片材料包到管子上，形成连续的螺旋形翅片或把圆形盘

片支撑在管子上，都可以制造出这种翅片管。为了提高翅片的传热系数，各种类型的强化措施已经被应用(如图1.32所示)。和条形翅片对应的弓形翅片或针刺形翅片也应用在板翅式换热器中。弓形翅片一般比较粗糙，含有较大截面的金属，通常不如针刺形翅片紧凑。颗粒形翅片与弓形翅片相似，但单个颗粒和管子焊接在一起。槽型翅片在径向有槽，当具有径向切口的材料缠绕在管子上时，切口张开，形成其宽度沿径向增加的槽。这种翅片的几何结构比膨胀力缠绕的平直翅片提供了更强的换热强度，因而弓形翅片或针刺形翅片具有更好的性能。把压扁的螺旋金属丝螺旋地缠绕到管子上可形成线圈式翅片。线圈可由螺旋线内张紧的金属丝或通过焊接方式连接到管子上。小直径金属丝的强化传热特点在低速流动时是显著的，在这种工况下，其他阻断型翅片的强化作用消失掉了。

10.2.4 回热器表面

专门应用在气—气换热中的回热器可具有比板翅或管翅表面更高的紧凑度(更紧凑的表面)。回转型回热器已设计成表面紧凑度β可达到大约8800m^2/m^3，而固定基体式回热器已设计成β可达到大约16000m^2/m^3。回热器一般设计应用在压降较低的工况，对回转型和固定基体型回热器的工作压降限制在接近大气压的值。唯一的例外是汽轮机回转型回热器，其气体侧的入口压强为615kPa。回热器可设计成温度覆盖从低温制冷到非常高的工作温度的范围。金属材料的回热器可用在工作温度达到大约870℃的工况，陶瓷材料的回热器用在更高的温度，最高可达2000℃。纸质和塑料材料的回热器最高入口温度为50℃。

因为冷、热两种气体周期性地从相反方向流过同一通道，所以回热器具有自我清洁能力。这样，紧凑式的回热器具有最小的结垢问题，通常具有非常小的水力直径通道。如果预计有很严重的结垢，那么不能采用回转型回热器。具有大水力直径流道(50mm)的固定基体型回热器可用在腐蚀性很强和易结垢的具有极高温度(925～1600℃)的工况。从热流体到冷流体(或相反方向)的夹带和旁流泄漏会在回热器中发生。如果不允许有上述泄漏以及伴随的流体污染，就不能使用回热器。因此，回热器不与液体一起使用。回转型回热器单位换热面积的表面成本一般明显地低于板翅式和管翅式换热器的成本。

10.3 一些定量分析

如图1.1所示，根据结构，换热器可粗略地划分为管式、板式、扩展面式和再生式。很多种的高效表面应用在扩展面式和再生式换热器的气体侧。在管式换热器中有大量强化换热管的几何结构可供选择。对通常类型的强化管、内翅片管和表面粗糙型，Webb和Bergles提出了一些性能评估标准(PEC)用于评价对比于

相似平直(平滑)表面的强化面的性能。在板式换热器(主要用于液体)中，尽管有很多不同类型的结构可供选择，但是在现代换热器中使用的表面几何类型一般都限制在高性能的波浪形板，它经常使用在 PHE 中。因此，在这一章中我们主要集中讨论紧凑式换热器中气体流动的定量筛选法和管状表面的性能评价标准(PEC)。对于扩展面，特别是板翅式，两侧流体的表面选择是独立的，通常对一流体侧压降的要求是苛刻的。因此，我们只考虑一流体侧板翅式表面的选择。

10.3.1 筛选法

通过比较不同换热器表面的性能，并对指定换热器应用选择出在一定标准下(目标函数和约束)的最佳表面，表面选择得以完成。考虑图 10.11 中表面 A 和 B 的 j 和 f 特性。表面 A 的 j 和 f 比表面 B 的高。哪一个是更好的表面呢？除非指定了表面比较的标准，否则这个问题是没有意义的。如果压降是次要因素，对给定的工况和相同的换热面积，表面 A 传递的热量比 B 多。如果压降是关键性因素，就不能说表面 A 一定比 B 好。人们需要确定出比较用的优势因子(参阅 10.3.1.2 节)，或在选择了两流体换热器的另一侧流体的表面以后，人们甚至可能需要进行完整的换热器优化。

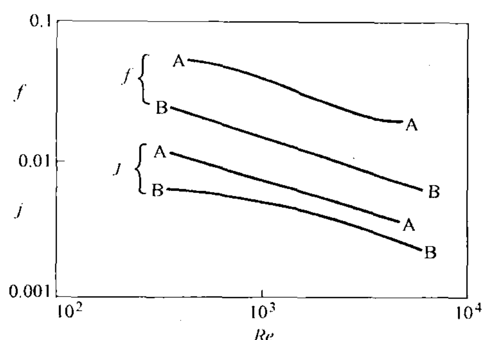


图 10.11 两种换热器表面的基本特性对比(摘自 Shah,1983)

在文献中提出了大量方法用于表面性能比较。这些方法可以归类为下面几类：①j 和 f 的直接比较；②作为流体的泵功函数的换热量的比较；③多方面的直接比较方法；④和参考表面的性能比较。Shah 已经批判性地综述了 30 多种有量纲的和量纲为一的比较方法，自那以后已经陆续出版了更多的比较方法。

需要强调的是，大部分比较方法只是对于换热器的一侧流体的表面而言的。当在对一个换热器进行全面的设计时，无法将其中一侧的流体看做是比较重要的一侧(例如有较高的 $\eta_o hA$)时，根据前面所述的方法选择出的最佳表面可能不是给定工况下的最佳表面。这是因为另一侧流体的表面选择和它的热阻、流动布置、总的换热器外壳和其他的标准(不必和表面 j 和 f—Re 相联系)也影响换热器的总体性能。

另外，如果把换热器看作一个开或闭系统的一部分，换热器表面[和(或者)其他变量]可以总的系统为基础进行选择，而不是以作为部件的最佳换热器为基础选择。基于系统的最佳换热器表面选择的现代方法使用了涉及很多可能影响因

素的复杂电脑程序。在现有的公开文献中，这种选择方法不可能包含在公开发表的文献所报告的简单方法中。我们将集中考虑用于紧凑型换热器气体侧表面选择的重要定量筛选方法，因为这些换热器采用了大量的各种形式的高性能表面。

给定应用条件下表面的选择决定于换热器的设计标准。对于指定一流体侧的换热效率和压降情况，紧凑式换热器设计中的两个重要设计标准（也可以应用于其他换热器）是最小换热表面要求和最小的正面面积要求。首先让我们讨论这些标准的重要意义。

为了理解最小正面面积要求，让我们首先回顾流体压降和换热如何与流动面积要求、换热器流动长度和流体流速相联系。忽略进口或出口和流动加速或减速的损失，换热器流体一侧的流体压降由式(6.29)给出。

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c\rho D_h} \tag{10.1}$$

因为占优势的完全发展或发展中的层流在紧凑式换热器中很普遍，摩擦因子和雷诺数有如下的关系（参阅7.4.1.1和7.4.2.1）。

$$f = \begin{cases} C_1 \cdot Re^{-1}\text{，完全发展阶段的层流} \\ C_2 \cdot Re^{-0.5}\text{，发展中阶段的层流} \end{cases} \tag{10.2}$$

其中，C_1 和 C_2 是常数。将式(10.2)代入式(10.1)中，注意 $Re = GD_h/\mu$，我们可以得到

$$\Delta p \propto \begin{cases} LG\text{，完全发展阶段的层流} \\ LG^{1.5}\text{，发展中阶段的层流} \end{cases} \tag{10.3}$$

这里 $G = \dot{m}/A_o$。所以，对于指定的常流速 $\dot{m}$，压降与流动长度 L 成比例，与流动面积 A_o 或 $A_o^{1.5}$ 成反比。

对应于完全发展阶段和发展中阶段温度分布和完全发展阶段的速度分布的努谢尔特数为（参阅7.4.1.1和7.4.3.1）

$$Nu = \begin{cases} C_3\text{，完全发展阶段的热层流} \\ C_4(D_h \cdot Pr \cdot Re/L)^{1/3}\text{，发展中阶段的热层流} \end{cases} \tag{10.4}$$

其中，C_3 和 C_4 都是常数。因此，传热系数与完全发展阶段的热层流的质量流量 $\dot{m}$ 或质量流速 G 无关，与发展中阶段的热层流的 $G^{1/3}$ 成比例。因为发展中阶段的热流动提供了 Nu 数的保守估算，我们没有同时考虑发展中阶段的层流（其中 $Nu \propto G^{1/2}$）。

当同时考虑 Δp 和 h 时，对完全发展阶段层流，在不减少 h 的情况下，G 的减小使 Δp 线性减小；对于发展中阶段的层流，如式(10.3)所示，G 的减小会降低 Δp，而使 h 轻微降低，如式(10.4)所示。

正如前面所讨论的，有很多类型的增强面可供选择。强化换热器的一个不期望的结果是摩擦因子的提高，对有固定正面面积和固定流速的换热器来说，这会导致更高的压降。像在前节中解释的一样，减少 G 会降低紧凑式换热器中的压

降，而不会显著地降低传热系数 h。对于指定的固定流量，如果 $\dot{m}$ 不变和 σ(自由流动面积与正面面积的比值)也基本不变，G 的减少意味着流动面积 A_o 的增大。因此，如果当人们采用了强化表面，所需的流动面积(亦即正面面积)随之增加以满足指定的换热和压降的要求。因此，高紧凑面的特征之一是换热器的形状变得更加像一个烙饼，具有大的正面面积和短的流动长度(即考虑和管壳式换热器相比之下的汽车散热器外形，参照例 10.3 所示的当使用更高性能表面时自由流动面积的增加的情况)。因此，确定哪一个紧凑面将满足最小正面面积的要求是很重要的。

在给定的流量下，具有最高传热系数的表面要求最小的换热面积。然而，所允许的压降不受限制。因此，对于给定的流体泵功，人们选择具有最高传热系数的表面。具有最小表面积的换热器将具有最小总容积的要求。

从前面的讨论可知，对气体流动的紧凑表面的两个主要选择标准是①最小的正面面积要求；②最小的容积面积。为了此目标，表面评价应基于表面流动面积和容积优势因子。在下面的例子之后我们讨论这些比较方法。

例 10.1 考虑一个气体涡轮回转式回热器(图例 10.1)，具有紧凑式三角形流动通道，在 $Re=1000$ 下工作，高压气体侧的压降为 10kPa。如果这个回热器在 $Re=500$ 时运行，决定换热和压降的变化。为了便于分析，提供如下数据。

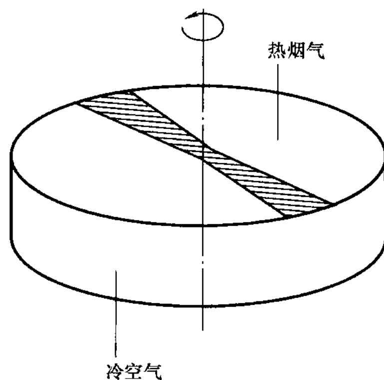
$$j=\frac{3.0}{Re} \quad f=\frac{14.0}{Re} \quad Pr=0.7 \quad (hA)_h=(hA)_c \quad \text{流动分离}=50\%:50\%$$

忽略轴心造成的流动面积阻塞和径向密封的影响，确定所需的变化量。假设空气(即气体)的质量流量当 Re 减少时不变化。当回热器表面的 L 和 D_h 值保持不变时，怎么获得 Re 的降低?

求解:

问题数据和简述：由问题的陈述可知 j、f、Pr 和热传导及流动分离。并且 L 和 D_h 保持常数。

确定：当空气侧(即烟体侧)的 Re 由 1000 降到 500 时，确定出回热器的换热和压降的变化量。当空气侧的质量流量保持定值时，如何得到 Re 的减少量?



图例 10.1 气体涡轮回转式回热器

假设：流体的流动为完全发展阶段的(热力的和水力的)层流。壁面的热阻和污垢热阻可以忽略不计。在 Re 的变化过程中，流体的物性参数不变；50%:50% 的流动分离。假定 Re 的变化对空气侧和烟气侧的影响相同。

分析：因为假定流体的流动为完全发展阶段的层流，所以 Nu 为常数（见7.4.1.1节），并且可以由式（7.33）中给出的和 j 因子的关联式及入口数值 $j \cdot Re = 3.0$给出。

$$Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{1/3} = 3.0(0.7)^{1/3} = 2.66$$

应用定义 $Nu = hD_h/k$ 和当 Re 由1000降到500时 D_h 为常数，可得

$$\frac{Nu_2}{Nu_1} = \frac{h_1}{h_2} = 1$$

其中，下角标1和2分别表示 $Re = 1000$ 和 $Re = 500$ 的情况。因此，传热系数不随着 Re 的变化而变化。这也包括烟体侧 h 的情况。因此，UA 和换热量 q 也不随着 Re 的变化而改变。

在 $Re(=GD_h/\mu)$ 从1000变化到500的过程中，质量流量和换热器的几何尺寸（L 和 D_h）不变，我们有

$$\frac{Re_2}{Re_1} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{500}{1000} = \frac{1}{2}$$

下面计算压降。由式（6.29）有

$$\Delta p \propto \frac{L}{D_h^2} G(f \cdot Re)$$

因为对这一回热器，L、D_h 和 $f \cdot Re$ 都是定值，我们可以估算出 $Re = 500$ 时的 Δp_2 为

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{1}{2} \quad 或者 \quad \Delta p_2 = 0.5 \times 10\text{kPa} = 5\text{kPa}$$

因此，当 Re 降低了50%时，压降也将降低50%。如前面我们的发现，当 $\dot{m} = GA_o$ 是常数时，Re 的变化会伴随着相应 G 的变化。这就意味着当减少 G 的值50%时，流动面积 A_o 只好加倍，因此盘区的正面面积也将加倍。忽略轴心造成的面积阻塞和径向密封的影响，我们有

$$\frac{\pi r_2^2}{\pi r_1^2} = \frac{A_{f,2}}{A_{f,1}} = \frac{\dfrac{A_{o,2}}{\sigma}}{\dfrac{A_{o,1}}{\sigma}} = 2$$

因此

$$\frac{r_2}{r_1} = \sqrt{2} = 1.41$$

其中，σ 是自由流动面积与正面面积的比值，r_2 和 r_1 分别是盘区在 $Re = 1000$ 和500时的半径。因此，盘区半径或回热器的直径需要减少41%。

讨论和注释：如在7.4.1.1中的讨论，这个例题清楚地表明在完全发展阶段的层流中，传热系数不会随着流体流速（$u_m = G/\rho$）的减小而减小，而压降却随流

速的减少线性地减少。在流体的质量流量不减小的前提下，流速的减少可以通过增大换热器的流动面积以及正面面积获得。

10.3.1.1 表面流动面积优势因子的比较

London 将比值 j/f 定义为表面流动面积的优势因子。根据 j、Nu、f 和 Re 的定义，我们可以有

$$\frac{j}{f}=\frac{Nu\cdot Pr^{-\frac{1}{3}}}{fRe}=\frac{1}{A_o^2\eta_o}\left(\frac{Pr^{\frac{2}{3}}}{2g_c\rho}\frac{ntu\cdot \dot{m}^2}{\Delta p}\right) \tag{10.5}$$

上式右侧括号内的项只取决于运行参数，与换热器的几何尺寸以及换热表面无关。式(10.5)可以重新整理为

$$A_o^*=\frac{A_o}{\left[\left(\frac{Pr^{\frac{2}{3}}}{2g_c\rho}\right)\left(\frac{ntu\cdot \dot{m}^2}{\Delta p}\right)\right]^{\frac{1}{2}}}=\frac{1}{\left[\eta_o\left(\frac{j}{f}\right)\right]^{\frac{1}{2}}} \tag{10.6a}$$

$$A_{fr}^*=\frac{A_{fr}}{\left[\left(\frac{Pr^{\frac{2}{3}}}{2g_c\rho}\right)\left(\frac{ntu\cdot \dot{m}^2}{\Delta p}\right)\right]^{\frac{1}{2}}}=\frac{1}{\sigma\left[\eta_o\left(\frac{j}{f}\right)\right]^{\frac{1}{2}}} \tag{10.6b}$$

式(10.6a)和式(10.6b)中的左边为量纲为一量的自由流动面积 $A_o{}^*$ 和正面面积 $A_{fr}{}^*$。式(10.5)和式(10.6)表明了在特定运行条件和 η_o 为定值的情况下，j/f 与 A_o^2(A_o 是表面最小流动面积)成反比例的重要性。具有较高 j/f 值的表面是比较好的，因为它所需的换热器的自由流动面积和正面面积较小。量纲为一量 j 和 f 因子和几何长度尺寸无关(即水力直径)[○]。因此，流动面积 A_o 与水力直径无关，但依赖于换热器的运行参数($\dot{m}$ 和 Δp)、设计条件(ntu)和流动类型(Pr)。注意，对于很多紧凑式换热器，在报告的试验的雷诺数范围内，j/f 值没有明显的变化。因此，$A_o{}^*$ 和 $A_{fr}{}^*$ 对表面的类型没有强烈的依赖关系。

对于流经如表 7.3 中的简单几何尺寸的完全发展阶段的层流，我们发现 j_H/f 在 0.263(等边三角形管)到 0.386(平行板换热管)范围内变化。因此，平行板管道的 j_H/f 值比等边三角形管道的要高 47%（$0.386/0.263-1$）。再根据式(10.6)，我们可以得到 $A_{o,1}/A_{o,2}=(0.263/0.381)^{1/2}=0.825$（因为 $\eta_{o,1}=\eta_{o,2}=1$），其中，下角标 1 和 2 分别表示平行板通道和三角形通道。因此，平行板换热器将有少于 17.5% 的自由流动面积的要求。在自由流动面积的优势因子的比较中，没有总传热面积或体积的估算。这些估算可从下面介绍的芯体体积优势因子推导中得到。

○ 只要保持表面几何相似性(即表面几何尺寸随着水力直径的改变而增大或者缩小)，并且 j 和 f-Re 的特性也保持相似。因此 j/f 的比值对给定设计的 Re 与 D_h 无关。

10.3.1.2 芯体体积优势因子的比较

两种类型的芯体体积优势因子的对比如下：h_{std}对E_{std}和$\eta_o h_{std}\beta$对$h_{std}\beta$。在第一种方法中，对比是针对具有相同水力直径的表面而言。在第二种方法中，对比是针对具有相等或不同的水力直径表面的实际性能而言。单位温差和单位表面面积的换热量[$q/A(T_w - T_m)$]㊀和由单位表面面积上摩擦产生的流体泵功表示如下。

$$h = \frac{c_p\mu}{Pr^{\frac{2}{3}}}\frac{1}{D_h}j \cdot Re \tag{10.7}$$

$$E = \frac{\mathscr{P}}{A} = \frac{1}{2g_c}\frac{\mu^3}{\rho^2}\frac{1}{D_h^3}f \cdot Re^3 \tag{10.8}$$

在任意一个体积优势因子的比较中，假定比较下的表面将具有同样的性能。这就意味着下面的量保持常数：①相同的换热量；②相同的压降；③外壁与流体间相同温差；④相同的流体流动速率。记住我们目标是在最小体积要求的条件下，得到换热器一流体侧的“最佳”表面。换热量q和由一流体侧摩擦决定的流动泵功$\mathscr{P}$为

$$q = \eta_o hA(T_w - T_m) = \eta_o h\beta V(T_w - T_m) \tag{10.9}$$

$$\mathscr{P} = EA = E\beta V = \frac{\dot{m}\Delta p}{\rho} \tag{10.10}$$

其中，E是单位表面面积的流体泵功。

（1）h_{std}对E_{std}的比较。对于回转型回热器，其所有表面都是主要表面（$\eta_o = 1$），性能的比较是在由单位面积的摩擦引起相同的流体泵功和相同的紧凑度β或者假定σ保持常数下的相同的水力直径$D_h(=4\sigma/\beta)$条件下进行。相同的D_h消除了流动通道的尺度或尺寸变量。那么对于相同的q、$T_w - T_m$和β，由式(10.9)得

$$h \propto \frac{1}{V} \tag{10.11}$$

因此，h㊁越高意味着越低的芯体体积要求。那么像London和Ferguson建议的那样，以芯体体积表示的特殊表面几何的优越性由h对E的有量纲图上的位置高度来描述。考虑到汽轮机中的应用，假定所有干空气的物性参数都是根据260℃和101325Pa压力的标准条件计算。但是对于其他方面的应用，这种物性参数计算的标准条件应改成对应于期望流体的关于h_{std}对E_{std}图的任何条件。

因为回热器一般用于气—气的换热工况，所以它通常是一个热平衡的换热

㊀ 传热功率有时用于表示换热量q，单位瓦特。

㊁ 注意传热系数h和每单位温差和每单位换热面积的传热功率相同。

器。在这种情况下，两流体侧的热阻都具有相同的数量级，因而 $UA \approx hA/2$。因此 h_{std} 和 E_{std} 的比较是回热器的现实比较。

图 10.12 表示对于流体的物性参数为常数的，在完全发展阶段流经具有不变横截面积的管道的 h_{std} 对 E_{std} 的关系，且 $D_h = 0.5\text{mm}$。根据这个图可以发现 h_{std} 从 256.4 ~ 700.6W/(m² · K)变化，2.7 倍于具有 $h_{std} = 264.7\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 的等边三角形管道。

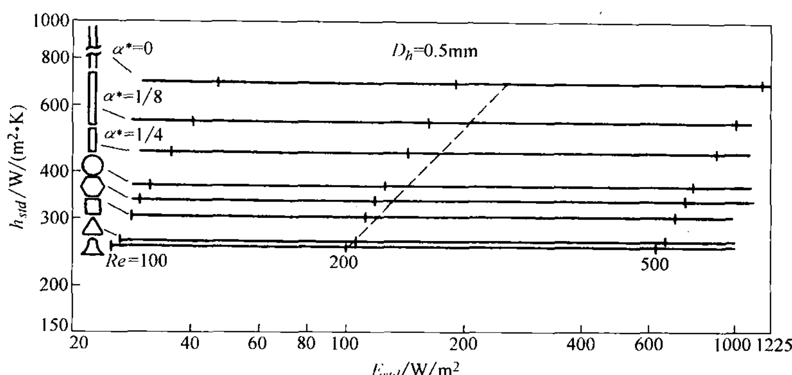


图 10.12 一些简单通道几何结构的理论上的层流体积优势因子(摘自 Shah,1983)

对固定的 D_h 制成的，图 10.12 清楚地表示了流通通道形状的影响。平行板式换热器可证明是不实用的，但是清楚的是还有几种其他构型明显优于三角形和正弦形式的管道几何结构。基于这个图，矩形通道几何结构的发展和应用仍然适用于涉及完全发展阶段层流的工况。

根据式(10.7)和式(10.8)，可以明显地发现有量纲的 h_{std}—E_{std} 性能比较强烈地依赖于表面几何的长度尺寸(即 D_h)。因此，这种比较的方法揭示了采用小 D_h 的表面可增强性能的好处。这将导致更加紧凑的表面。

由前面给出的原因，h_{std}—E_{std} 的图可推荐用于没有明显系统或制造约束的新的工况的换热器表面的选择。

(2) $\eta_o h_{std}\beta$ 对 $E_{std}\beta$ 的比较。前面的比较方法是用于具有相同的 D_h、σ 和 η_o 值的表面(如果具有任何翅片)。如果人们要在 j 和 f 数据已知的情况下比较扩展面的性能，人们会对比较它们的原始表面感兴趣。这是因为我们不可能制造出按照比例增加或者减小的表面。这样对实际表面的比较可以由 $\eta_o h_{std}\beta$—$E_{std}\beta$ 图表实现。其中，β 是表面面积密度或者紧凑度，$\eta_o h_{std}\beta$ 代表单位温差和单位芯体体积的换热量，$E_{std}\beta$ 代表单位芯体体积为克服摩擦所需要的消耗。需要注意的是，这个图表是由 Kays 和 London 推荐的 $h_{std}\beta$—$E_{std}\beta$ 图表的改进而得，这个修改包括了辅助表面上总翅片效率 η_o 的影响。这个影响对于扩展表面换热器的应用非常

重要。

前面所述的对于给定一组表面变量，可由下式估算按照一些标准条件确定的所需流体物性参数。

$$\eta_o h_{std}\beta = \frac{c_p\mu}{Pr^{\frac{2}{3}}}\eta_o \frac{4\sigma}{D_h^2} j \cdot Re \tag{10.12}$$

$$E_{std}\beta = \frac{\mu^3}{2g_c\rho^2}\frac{4\sigma}{D_h^4} f \cdot Re^3 \tag{10.13}$$

其中，$\beta = 4\sigma/D_h$ 和 $\eta_o = 1 - (A_f/A)(1-\eta_f)$。这些公式从$j$、$f$和$\mathscr{P}$的定义推导而得。根据式(10.9)，对给定的$q$和($T_w - T_m$)，$\eta_o h_{std}\beta \propto 1/V$。因此当$E_{std}\beta$为常数时，从换热器体积的观点，具有高位$\eta_o h_{std}\beta$—$E_{std}\beta$曲线的表面是最佳的。

例 10.2　考虑例题 10.1 中的工作在 $Re = 1000$($\Delta p = 10\text{kPa}$，q = 定值)的回转型回热器。纵横比为 1∶8 的矩形流道比等边三角形流道具有高的 Nu 和 $f \cdot Re$ 的值，见表 7.3。如果流道的布置从矩形变为等边三角形，但水力直径 D_h、孔隙度 σ、Δp、q 和空气与烟气的质量流量都不变，那么盘区直径、流动长度和回热器的体积将变化多少？提供如下数据。等边三角形：$j \cdot Re = 30$，$f \cdot Re = 14.0$；矩形布置：$j \cdot Re = 5.2$，$f \cdot Re = 22.0$。

求解：

问题数据和简述：除例题 10.1 中提供的数据之外，对矩形流道还提供下面数据：$j \cdot Re = 5.2$，$f \cdot Re = 22.0$；三角形和矩形布置方式中的水力直径相等。回热器的示意图如图例 10.1 所示。

确定：当流道的布置由矩形变为等边三角形时，盘区直径、流动长度和回热器的体体积及运行雷诺数的变化量。

假设：假设和例 10.1 中的相同。

分析：让我们首先估算由流道的几何形状的变化引起的流动面积的变化。由式(10.5)得

$$\frac{A_{o,1}}{A_{o,2}} = \frac{\left(\frac{j}{f}\right)_1^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{j}{f}\right)_2^{\frac{1}{2}}} = \frac{\left(\frac{3.0}{14.0}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{5.2}{22.0}\right)^{\frac{1}{2}}} = 0.952$$

其中，下角标 1 和 2 分别表示三角形和矩形流道。因此，对相同的孔隙率矩形流道将需要少于 4.8%（0.048）的流动面积以及正面面积。这相当于大约减小盘区直径 2.4%（$1 - \sqrt{0.952}$）。

根据式(10.11)和式(10.12)，芯体体积的比为

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{Nu_1}{Nu_2} = \frac{(j \cdot Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}})_1}{(j \cdot Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}})_2} = \frac{3.0}{5.2} = 0.577$$

因此，芯体体积减小了42.3%（1－0.577）。

因为 $V=LA_{fr}=LA_0/\sigma$，我们得到[⊖]

$$\frac{L_2}{L_1}=\frac{V_2\sigma}{A_{o,2}}\frac{A_{o,1}}{V_1\sigma}=\frac{\frac{V_2}{V_1}}{\frac{A_{o,2}}{A_{o,1}}}=\frac{0.577}{0.952}=0.606$$

因此，回热器的盘区厚度或者流动长度减少了39.4%（1－0.606）。

最终，运行雷诺数的改变如下。

$$\frac{Re_2}{Re_1}=\frac{\left(\frac{\dot{m}D_h}{A_o\mu}\right)_2}{\left(\frac{\dot{m}D_h}{A_o\mu}\right)_1}=\frac{A_{o,1}}{A_{o,2}}=\frac{1}{0.952}=1.05$$

因此，运行雷诺数增大了5%或变为1050(1000×1.05)。

讨论和注释：如例题所示，通过将流道的布置方式由三角形改为低高宽比的矩形，明显节约了回热器的体积和质量以及包装费用。然而，制造比三角形流道更困难的矩形流道是对制造技术的挑战。

例10.3 对指定换热量和入口温度的换热器，选择用于换热器空气侧的错位条式翅片及平直翅片，并将二者进行比较。正面面积和表面积的比较是在相同的空气流量、hA 和流体泵功下进行的。具有相同水力直径的两种翅片的 j 和 f 的数值在图例10.3中给出。平直翅片的设计雷诺数为3000。确定错位条式翅片的正面面积、表面积、流动长度和体积要求，并和平直翅片的相应值比较。

求解：

问题数据和简述：图例10.3已经给出了错位条形翅片和平直翅片的 j 和 f 的数值，它们分别如图1.29d和b所示。对于错位条形翅片，$Re=3000$。

确定：对于相同的 $\dot{m}$、hA 和 $\mathscr{P}$，确定 A_s/A_p 和 $A_{o,s}/A_{o,p}$，其中下角标 s 和 p 分别表示错位条形翅片和平直翅片。

假设：假设流体的物性参数为常数，并且只考虑换热器内的一侧流体。

分析：因为错位条形翅片的 j 和 f 因子较高，所以对相同的 $\dot{m}$、hA、$\mathscr{P}$、q、$T_{h,i}$ 和 $T_{c,i}$，错位条形翅片的运行雷诺数比平直翅片低。运行雷诺数可以通过下面关系式通过迭代计算得到，这一关系式从式(10.5)（$\dot{m}$、ntu 和 Δp 为常数）和 $Re[=(\dot{m}/A_0)D_h/\mu$，且 $\dot{m}$ 和 D_h 为常数]的定义推导而得。

⊖ 如前所示，式(10.11)当 $\sigma_1=\sigma_2=\sigma$ 时成立。因此，我们这里把 σ 看作常数。这意味着矩形和三角形流道的厚度是不同的。它们可由表8.2中的公式通过令水力直径相等来计算得到，对同样的 σ 计算矩形流道的 b，即可知道等边三角形流道的 b。

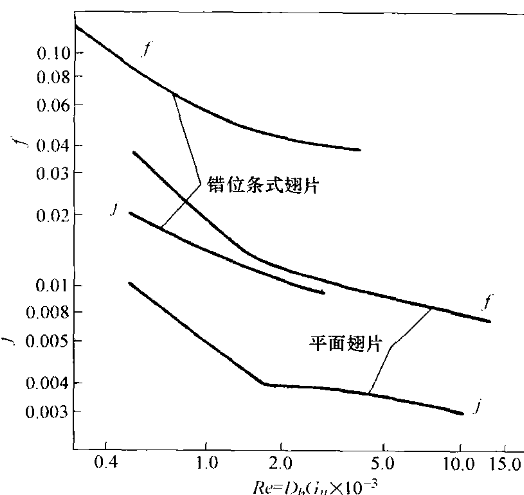
$$\frac{Re_s}{Re_p}=\frac{A_{o,p}}{A_{o,s}}=\frac{\left(\frac{j}{f}\right)_s^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{j}{f}\right)_p^{\frac{1}{2}}} \qquad (1)$$

根据图例 10.3 中，$Re=3000$ 时，平直翅片的 j 和 f 的值为

$$j_p = 0.0038 \quad f_p = 0.011$$

我们需要假定一个 Re_s 值，使得对上面 Re_p、j_p 和 f_p 的值，对应的 j_s 和 f_s 的值满足式(1)。我们假定 $Re_p/Re_s=1.2$，因此有

$$Re_s = \frac{3000}{1.20} = 2500$$



图例 10.3　错位条形翅片和平直翅片在 $D_h=3.51\text{mm}$ 时的 j 和 f 数据对比（摘自 Webb，1994）

根据图例 10.3，在 $Re=2500$ 时，条形翅片的 j 和 f 的值为

$$j_s = 0.010 \quad f_s = 0.042$$

把 j 和 f 的值代入式(1)得

$$\frac{Re_s}{Re_p} = \frac{\left(\frac{0.010}{0.042}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{0.0038}{0.011}\right)^{\frac{1}{2}}} = 0.83$$

或 $Re_s/Re_p=1.2$。因此，我们假定的 Re_p/Re_s 值正确（基于迭代得到），因此不需要继续迭代。否则，需要继续假定 Re_p/Re_s 的值，直到式(1)得到满足。

根据式(10.8)，流体的泵功 $\mathscr{P}$ 表示为

$$\mathscr{P}=\frac{1}{2g_c}\frac{\mu^3}{\rho^2}\frac{1}{D_h^3}f\cdot Re^3\cdot A$$

利用上式，对相等的泵功（$\mathscr{P}_p=\mathscr{P}_s$）和 $D_{h,p}=D_{h,s}$，我们得到

$$\frac{A_s}{A_p}=\frac{(f\cdot Re^3)_p}{(f\cdot Re^3)_s}=\frac{0.011}{0.042}(1.20)^3=0.453$$

其中，需要代入前面计算的数值。由式(10.5)可知最小的自由流动面积比表示如下：

$$\frac{A_{o,s}}{A_{o,p}}=\frac{\left(\frac{j}{f}\right)_p^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{j}{f}\right)_s^{\frac{1}{2}}}=1.20$$

和本例的平直翅片相比，错位条形翅片将需要高于20%的正面面积和低于54.7%（1－0.453）的表面面积。利用水力直径的定义 $D_h=4A_0L/A$，我们有

$$\frac{L_s}{L_p}=\frac{A_s}{A_p}\frac{A_{o,p}}{A_{o,s}}\frac{D_{h,s}}{D_{h,p}}=0.453\times\frac{1}{1.20}\times 1=0.378$$

由于 $D_{h,s}=D_{h,p}$。如果我们现在假设两个表面上的孔隙度 σ 都相等，可以得到体积比为

$$\frac{V_s}{V_p}=\frac{A_{o,s}}{A_{o,p}}\frac{L_s}{L_p}=1.20\times 0.378=0.454$$

讨论和注释：本例展示了通过采用较高性能的表面几何形式，一般人们会最后得到较大的自由流动面积和正面面积、明显少的总表面面积、较短的流动长度、较小的体积和较小的换热器质量。因此，如果包装允许有较大正面面积，那么换热器表面的材料耗费要比高性能的表面低。

10.3.1.3 紧凑式换热器表面的一般关系

有一种延续的驱动力，使换热器向着具有更高紧凑性的方向发展，这已被汽车、航天航空以及一些其他紧凑式换热器的发展所实践。一种通常的描述表面紧凑性的方法是如1.4节所描述的用水力直径描述表面。在板翅式换热器中，任意流体侧的换热表面一般都可以独立于最终换热器的外形以及尺寸而单独地进行选择。用其他的换热表面代替一种换热表面也许还有其他的一些原因（即一流体侧的压降要求是苛刻的、式样翻新的应用，改进的制造工艺）。因此，我们提供了在改变紧凑面的水力直径时，包括几何尺寸和表面性能特性（j、f 和相关的因子）在内的一般关系。这些关系将包括自由流动面积、正面面积、体积、流动长度、表面面积和雷诺数的关于 D_h 和 j、f、Re、η_o、β 和（或者）σ 的函数关系。一旦选择了适当的表面，最终我们需要确定出换热器两流体侧的换热性能和压降。

现在我们基于流动面积和10.3.1.1及10.3.1.2给出的体积优势因子的比较给出这些关系，并设流体的物性参数是常数。这些关系式将在比较换热器一流体侧的两个换热表面时有用（例如在板翅式换热器或旋转型回热器中），条件是可独立地选择或改变这一流体侧的表面。它们对于PHE没有用，这是因为PHE的两流体侧的表面不能独立选型（参阅9.4.1节）。在推导这些关系式时，下面的变量保持常数：流体流量、换热量（热负荷）和压降（或者流体的泵功）。

一流体侧表面1和表面2的自由流动面积和正面面积的比值应用式（10.6）表示如下。

$$\frac{A_{o,2}}{A_{o,1}}=\left[\frac{\eta_{o,1}\left(\frac{j}{f}\right)_1}{\eta_{o,2}\left(\frac{j}{f}\right)_2}\right]^{\frac{1}{2}}\qquad \frac{A_{fr,2}}{A_{fr,1}}=\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\frac{\eta_{o,1}}{\eta_{o,2}}\left[\frac{\left(\frac{j}{f}\right)_1}{\left(\frac{j}{f}\right)_2}\right]^{\frac{1}{2}}\qquad(10.14)$$

注意，这个等式对于两个表面的任何（相同或者不同）水力直径都适用，并且对于给定流体流量（即这些关系式中的 q、Δp 和 $\dot{m}$ 保持常数）情况下满足所需换热和压降要求。

对于相等的流体泵功要求［即式（10.10）中 $\mathscr{P}$= 常数］和相等热负荷 q，根据式（10.9）和应用定义 $Nu = hD_h/k$，$D_h = 4\sigma/\beta$ 和 $Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{1/3}$，我们得到一流体侧的两板之间的体积的下列方程。

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{(\eta_o h\beta)_1}{(\eta_o h\beta)_2} = \frac{\eta_{o,1}}{\eta_{o,2}}\frac{\beta_1}{\beta_2}\frac{D_{h,2}}{D_{h,1}}\frac{Nu_1}{Nu_2} = \frac{\eta_{o,1}}{\eta_{o,2}}\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\frac{(j \cdot Re)_1}{(j \cdot Re)_2}\left(\frac{D_{h,2}}{D_{h,1}}\right)^2 \quad (10.15)$$

从 $Re = (\dot{m}/A_o)D_h/\mu$ 得到 D_h，代入到式（10.15）中，利用式（10.14），我们得到式（10.15）的另一形式为

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{(f \cdot Re)_2}{(f \cdot Re)_1}\frac{\eta_{o,1}}{\eta_{o,2}}\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\left(\frac{j_1}{j_2}\right)^2 \quad (10.16)$$

应用式（10.15）和定义 $Re = (\dot{m}/\sigma A_{fr})D_h/\mu$，一流体侧的流动长度比可由 $L = V/A_{fr}$ 计算如下。

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{\eta_{o,1}}{\eta_{o,2}}\frac{j_1}{j_2}\frac{D_{h,2}}{D_{h,1}} \quad (10.17)$$

一流体侧的换热面积比 A_2/A_1 可以由定义 $A = 4A_oL/D_h$ 和 $Re \propto D_h/A_o$ 以及式（10.14）和式（10.17）计算如下。

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{A_{o,2}}{A_{o,1}}\frac{L_2}{L_1}\frac{D_{h,1}}{D_{h,2}} = \frac{L_2}{L_1}\frac{Re_1}{Re_2} = \left[\frac{\left(\frac{j}{f}\right)_1}{\left(\frac{j}{f}\right)_2}\right]^{\frac{1}{2}}\left(\frac{\eta_{o,1}}{\eta_{o,2}}\right)^{\frac{3}{2}}\frac{j_1}{j_2} \quad (10.18)$$

最后，两个表面的运行雷诺数的比值可以由定义 $Re = (\dot{m}/A_o)D_h/\mu$ 和式（10.14）确定如下。

$$\frac{Re_2}{Re_1} = \left[\frac{\left(\frac{j}{f}\right)_2}{\left(\frac{j}{f}\right)_1}\right]^{\frac{1}{2}}\frac{D_{h,2}}{D_{h,1}} \quad (10.19)$$

由于上面介绍的关系是在 q、Δp、$\dot{m}$ 和 $\mathscr{P}$ 为定值的情况下得出的，所以它们没有包含在运行参数的列表中。基于式（10.14）~式（10.18），我们发现 A_o、A_{fr} 和 A 的比值与 D_h 无关，而对于完全发展阶段层流的 V 和 L 的比值与 D_h 成正比。但是，对于其他流动（例如，湍流、过渡流和发展中阶段的层流），则需要指定另外一个限定条件（除了常数 q、Δp、$\dot{m}$ 和 $\mathscr{P}$ 外），即保持式（10.14）~式（10.19）中一个的左边为常数。

前面所得到的关系都是在 q、Δp 和 $\dot{m}$ 为定值的情况下获得的，类似的关系

可以通过将一些变量看作为定值而其他可以变化来得到，这些变量为：A_{fr}、V、L、A、D_h、Re、q、Δp、$\dot{m}$ 和 $\mathscr{P}$ 等。Cowell 提出了一些这种关系。

从上面保持 q、Δp、$\dot{m}$ 为常数的关系式的观察，可以得出几个重要的短评。当我们有不同的表面供选择且我们需要对具有完全发展层流的紧凑面决定选择哪一个时，这些评论是有益的。

1）由于在式(10.14)中流动面积的比值关系不涉及水力直径，所以对完全发展阶段层流，流体侧的流动面积与 D_h 无关。在不改变壁厚条件下改变 D_h 会导致孔隙度 σ 及 A_{fr} 轻微的变化。

2）由式(10.15)可知，$V \propto D_h/\sigma j$。因此，流体侧的换热体积会随着孔隙度 σ 的增加、Colburn 因子 j 的增大和水力直径 D_h 的减小而增加。

3）基于式(10.17)，流体侧的流动长度会随着 Colburn 因子 j 的增大和水力直径 D_h 的减小而减小。

4）基于式(10.18)，流体侧的换热面积会随着 j、Re 或者 $Nu(=j \cdot Re \cdot Pr^{1/3})$ 的增加和水力直径 D_h 的减小而减小。

注意：只要表面积是按照比例的规律地增大或者减小，任何表面的 j 和 f 因子都与水力直径无关。

为了强调前面的观点，让我们考虑旋转型回热器，它具有 50%:50% 的空气和烟体的分离流且流动为完全发展阶段层流，或板翅换热器的具有完全发展的层流的一流体侧。如果将一侧流体的水力直径减小到原来的一半，人们可由式(10.14)～式(10.19)证明 A 和 A_o 保持不变，V、L 和 Re 都减小一半，在一流体侧 q、Δp 和 $\dot{m}$ 保持不变。

10.3.2 性能评价标准

Webb 提供了一些性能评价标准(PEC)，见表 10.4，以评价单相流中相对于平直表面的强化传热表面的优点。当两流体侧不相互独立时，这些 PEC 一般可以应用，否则使用 10.3.1 节中介绍的方法。这些 PEC 已发展用于下面的强化类型：表面粗糙、内翅片管和增强管，它们也可以应用于板翅表面。这些 PEC 实际上是筛选方法，原因是它们只考虑热力和水力性能，而在换热器的设计和优化中没有考虑非热力性能因素。一个 PEC 是通过选取一些运行变量作为评价目标而剩余变量作为设计约束而建立的。所考虑的运行变量一般为几何尺寸(一个管程的管子数 n_t 和管长 L)、流量 $\dot{m}$、流体泵功 $\mathscr{P}$、换热量 q 和流体的入口温差 ΔT_{max}。对于一个给定的 PEC，所感兴趣的表面的设计目标和参考表面的比值可作为设计变量的相似比值的函数通过计算得到。

换热器中的换热量可表示为

$$q = UA\Delta T_m = PR(T_{h,i} - T_{c,i}) = PR\Delta T_{max} \qquad (10.20)$$

表 10.4 单相流换热器内增强面(d_i 为定值)的性能评价标准

PEC 情况	固定					
	几何	$\dot{m}$	$\mathscr{P}$	q	ΔT_{max}	目标
FG-1a	n_t, L	×			×	增加 q
FG-1b	n_t, L	×		×		减小 T_{max}
FG-2a	n_t, L		×		×	增加 q
FG-2b	n_t, L		×	×		减小 T_{max}
FG-3	n_t, L			×	×	减小 $\mathscr{P}$
FN-1	n_t		×	×	×	减小 L
FN-2	n_t	×		×	×	减小 L
FN-3	n_t	×		×	×	减小 $\mathscr{P}$
VG-1		×	×	×	×	减小 n_t, L
VG-2a	n_t, L	×	×		×	增加 q
VG-2b	n_t, L	×	×	×		减小 T_{max}
VG-3	n_t, L	×		×	×	减小 $\mathscr{P}$

注：数据来自 Webb(1994)。

其中，P 是换热器的温度效率，R 是热容量比。观察这一方程，可得使用增强面的设计目标如下。

1) 对于相等的泵功 $\mathscr{P}$ 和固定的几何结构[正面面积(由 n_t 表示)和管长 L]增大 UA。较高的 UA 意味着①对于给定的 ΔT_{max} 或 ΔT_m，较高的 q；②对于给定的 q，较低的 ΔT_{max} 或 ΔT_m。

2) 对于固定的流动面积(即表 10.4 中固定的 n_t)，①对相等的 q 和 $\dot{m}$ 或者 $\mathscr{P}$，减小管长 L(及 A)；②对相等的 q 和 $\dot{m}$，减小 $\mathscr{P}$。在所有的情况中，ΔT_{max} 或 ΔT_m 固定不变。

3) 对固定的 $\dot{m}$ 和指定的 q(或 ΔT_{max})和 $\mathscr{P}$，减小表面面积 A 亦即减小换热器的体积和质量。

基于前面的设计目标，建立了三类主要的性能标准：固定几何结构(FG)、固定流动面积(FN)和变化几何结构(VG)标准。对于固定几何结构标准，一简单表面被一具有相同长度，式样翻新的强化面代替，导致更高的 q(或者降低 ΔT_{max})和更高的 $\mathscr{P}$。对于固定流动面积标准，采用强化面会使或者在 q 和 $\dot{m}$ 固定的情况下 $\mathscr{P}$(或 L)减小，或者在 $\mathscr{P}$ 和 q 固定的情况下 $\dot{m}$(和 L)减小。对于变化几何结构标准，采用强化面会使在 q、$\dot{m}$ 和 $\mathscr{P}$ 固定的情况下表面面积 $A(\propto n_t L)$ 减小和正面面积 $A_{fr}(\propto n_t)$ 增大。基于这些主要标准，可形成几种 PEC，见表 10.4 中列出的各种 FG、FN 和 VG 情况。

PEC 比较法的优点在于：①设计者可以选择自己的标准作比较；②设计者可以将一个表面的性能直接与参考面作比较；③无需计算流体物性参数，原因是它们在计算性能比时被消掉。性能比较可包括壁面热阻和污垢热阻及另一侧流体对流的影响。当施加和非性能相关的总体换热器约束时，由这种方法选择的最佳表面在两流体换热器中可能不是最佳的。这些方面在 9.6 节讨论的换热器优化中考虑过。

为比较管壳式换热器的强化管表面和对应的平直管表面，现将 PEC 的代数关系加以概括，其中换热器的每管程的管长为 L，管径为 d_i 和 d_o，单程管数为 n_t，管程数为 n_p。对于这个换热器，管侧流动面积和表面面积表示为

$$A_o = \frac{\pi}{4} d_i^2 n_t \quad A = \pi d_i L n_t n_p \tag{10.21}$$

当指定管束安排和间距时，管侧的正面面积 A_{fr} 关联于 A_o。为了比较强化表面和对应的平直表面，需要换热和流动摩擦特性。我们用下角标 p 表示平直表面（除了 c_p），而没有下角标的符号表示强化面的相关量。根据 j 的定义有

$$h = jGc_p \cdot Pr^{-\frac{2}{3}} \tag{10.22}$$

为了计算强化面的换热量 q，我们需要比较强化面的 hA 和平直面的 $(hA)_p$。由式(10.22)得

$$\frac{hA}{(hA)_p} = \frac{j}{j_p} \frac{G}{G_p} \left(\frac{A}{A_p} \right) \tag{10.23}$$

这里注意，本节中 A_p 表示平直面的表面面积。利用式(6.30)，流体泵功比可表示为

$$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p} = \frac{f}{f_p} \frac{A}{A_p} \left(\frac{G}{G_p} \right)^3 \tag{10.24}$$

从式(10.23)和式(10.24)中消去 G/G_p，可得强化面和平直面的 hA 和 $\mathscr{P}$ 之间的关系为

$$\frac{\dfrac{hA}{(hA)_p}}{\left(\dfrac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\dfrac{A}{A_p} \right)^{\frac{2}{3}}} = \frac{\dfrac{j}{j_p}}{\left(\dfrac{f}{f_p} \right)^{\frac{1}{3}}} \tag{10.25}$$

此方程用于根据表 10.4 中各种标准进行的两换热面的比较，此时式(10.25)的左边的三个比值中的两个给定，第三个有待确定。

但是，当比较换热器中的加强面和平直面时，用于换热性能的比值是 $UA/(UA)_p$，这个比值包含了壁面热阻、污垢热阻和对流热阻对第二个流体侧的影响。对 UA 和 $(UA)_p$，应用式(3.20)或式(3.24)，可得由 Webb 改进的下列表达式。

$$\frac{UA}{(UA)_p}=\frac{1+R_p^*}{\frac{(hA)_{i,p}}{hA}+R^*}=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}\frac{G_p}{G}\frac{A_p}{A}+R^*}$$

$$=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}\left[\frac{f}{f_p}\frac{\mathscr{P}_p}{\mathscr{P}}\left(\frac{A_p}{A}\right)^2\right]^{\frac{1}{3}}+R^*} \tag{10.26}$$

其中，R^* 和 R_p^* 分别是强化面和平直面的总热阻（不包括管侧的热阻），并由平直管内热阻$[1/(hA)_{i,p}]$量纲为一化。它们清楚地列在表10.5中。注意，在式(10.26)的最后两个等式和整个表10.6中，$A_{i,p}$只简单地记为A_p。

表10.5　式(10.26)中的量纲为一热阻

定　义	参考换热器（平板）	增强换热器
外表面热阻	$R_{o,p}^*=\frac{(hA)_{i,p}}{(hA)_{o,p}}$	$R_o^*=\frac{(hA)_{i,p}}{(hA)_o}$
壁面热阻	$R_{w,p}^*=\frac{(hA)_{i,p}\delta_w}{k_wA_w}$	$R_w^*=\frac{(hA)_{i,p}\delta_w}{k_wA_w}$
污垢热阻	$R_{f,p}^*=(hA)_{i,p}(R_{i,f,p}+R_{o,f,p})$	$R_f^*=(hA)_{i,p}(R_{i,f}+R_{o,f})$
综合热阻	$R_p^*=R_{o,p}^*+R_{w,p}^*+R_{f,p}^*$	$R^*=R_o^*+R_w^*+R_f^*$

表10.6　表10.4[①]中的评价PEC的代数公式

情况	确定	给定的信息或约束和评论	计算PEC目标的综合公式
FG-1a	$\frac{q}{q_p}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1$　$\frac{L}{L_p}=\frac{A}{A_p}=1$ $\frac{\dot m}{\dot m_p}=\frac{G}{G_p}=1$　$\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max,p}}=1$ 在这种情况中，对扩展表面，q 和 $\mathscr{P}$ 都将增大	由式(10.26)有 $\frac{UA}{(UA)_p}=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}+R^*}$，$\frac{\mathscr{P}_p}{\mathscr{P}}=\frac{f_p}{f}$ 对给定流动布置，由式(10.29)计算 NTU，随之计算 P，然后由式(10.28)得 $\frac{q}{q_p}=\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}$
FG-1b	$\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max,p}}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1$　$\frac{L}{L_p}=\frac{A}{A_p}=1$ $\frac{\dot m}{\dot m_p}=\frac{G}{G_p}=1$　$\frac{q}{q_p}=1$ 在这种情况中，对于扩展表面，$\Delta T_{\max}$将减小，$\mathscr{P}$将增大	由式(10.26)有 $\frac{UA}{(UA)_p}=\frac{1+R_p^*}{\left(\frac{j_p}{j}\right)+R^*}$，$\frac{\mathscr{P}_p}{\mathscr{P}}=\frac{f_p}{f}$ 对给定流动布置，由式(10.29)计算 NTU，随之计算 P，然后由式(10.28)得 $\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max,p}}=\frac{P_p}{P}\frac{\dot m_p}{\dot m}$

（续）

情况	确定	给定的信息或约束和评论	计算 PEC 目标的综合公式
FG-2a	$\frac{q}{q_p}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1$　$\frac{L}{L_p}=\frac{A}{A_p}=1$ $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1$，　$\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}=1$	对这种情况，由式(10.29)和式(10.26)有 $\frac{G}{G_p}=\left(\frac{f_p}{f}\right)^{\frac{1}{3}}$和$\frac{UA}{(UA)_p}=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}\left(\frac{f}{f_p}\right)^{\frac{1}{3}}+R^*}$ 得到f_p-Re_p和$f-Re$特性后，从第一个方程迭代求解G/G_p，利用已知的j_p-Re_p和$j-Re$特性计算j_p和j，利用前面方程计算$UA/(UA)_p$，然后根据 FG-1a 的程序从 NTU 得到q/q_p
FG-2b	$\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1$　$\frac{L}{L_p}=\frac{A}{A_p}=1$ $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1$，　$\frac{q}{q_p}=1$	像 FG-2a 情况中概述的那样计算$UA/(UA)_p$，对给定的流动布置由式(10.29)计算 NTU，随之计算 P。然后由式(10.28)有 $\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}=\frac{P_p}{P}\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}}$
FG-3	$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1$　$\frac{L}{L_p}=\frac{A}{A_p}=1$ $\frac{q}{q_p}=\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}=1$　$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=\frac{G}{G_p}$	由式(10.26)、式(10.24)和式(10.28)有 $\frac{UA}{(UA)_p}=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}\left(\frac{f}{f_p}\frac{\mathscr{P}_p}{\mathscr{P}}\right)^{\frac{1}{3}}+R^*}$　(1) $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=\frac{f}{f_p}\left(\frac{G}{G_p}\right)^3$　(2) $\frac{q}{q_p}=1=\frac{G}{G_p}\frac{P}{P_p}$　(3) 由这些方程，计算G/G_p如下。 ①假设G/G_p；②由式(2)计算$\mathscr{P}/\mathscr{P}_p$；③由式(1)计算$UA/(UA)_p$；④由式(10.28)计算 NTU；⑤对给定的换热器流动布置确定 P 和 P_p；⑥由式(3)计算q/q_p，直到收敛为止。对G/G_p迭代获得$q/q_p=1$。利用G/G_p的收敛性，通过式(2)计算$\mathscr{P}/\mathscr{P}_p$
FN-1	$\frac{L}{L_p}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1$　$\frac{A}{A_p}=\frac{L}{L_p}$ $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=\frac{G}{G_p}$ $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=\frac{q}{q_p}=\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}=1$	由式(10.26)、式(10.24)和式(10.28)有 $\frac{UA}{(UA)_p}=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}\left(\frac{f}{f_p}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{L_p}{L}\right)^{\frac{2}{3}}+R^*\left(\frac{L_p}{L}\right)}$ $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1=\frac{f}{f_p}\frac{L}{L_p}\left(\frac{G}{G_p}\right)^3, \frac{q}{q_p}=1=\frac{G}{G_p}\frac{P}{P_p}$ 将前面两个方程中的$\frac{L_p}{L}$消去，我们就得到了

（续）

情况	确定	给定的信息或约束和评论	计算 PEC 目标的综合公式
FN-1	$\frac{L}{L_p}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1 \quad \frac{A}{A_p}=\frac{L}{L_p}$ $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=\frac{G}{G_p}$ $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=\frac{q}{q_p}=\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}=1$	$\frac{UA}{(UA)_p}=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}\frac{f}{f_p}\left(\frac{G}{G_p}\right)^2+R^*\frac{f}{f_p}\left(\frac{G}{G_p}\right)^3}$ (4) 从这些式子中，用以下方法解出 G/G_p：①假设 G/G_p；②从式(4)中解出 $UA/(UA)_p$；③用式(10.29)计算 NTU；④用给定的换热器流动布置确定 P 和 P_p；⑤根据式(3)算出 q/q_p，收敛之前 q/q_p 值不等于1，对 G/G_p 进行迭代使得 $q/q_p=1$。用收敛后的 G/G_p 值来计算上面第二个 $\mathscr{P}/\mathscr{P}_p$ 方程中的 L/L_p 的值
FN-2	$\frac{L}{L_p}$	$\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=1 \quad \frac{A}{A_p}=\frac{L}{L_p}$ $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=\frac{G}{G_p}=1 \quad \frac{q}{q_p}=\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}=1$ 由于$\frac{q}{q_p}=\frac{P}{P_p}=1\Rightarrow\frac{NTU}{NTU_p}=1$	$G/G_p=1$，因此 j 因子与 f 因子可直接计算。根据式(10.24)得 $\mathscr{P}/\mathscr{P}_p=(f/f_p)(L/L_p)$。根据式(10.28)有，$UA/(UA)_p=1$ 或 $L/L_p=U_p/U$。将上述两式与已知条件代入式(10.26)得到 $\frac{U}{U_p}=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}+R^*}$ 然后可知$\frac{L}{L_p}=\frac{U_p}{U}$
FN-3	$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}$	与 FN-2 相同	首先将计算 FN-2 的方程与步骤应用于此。在计算 L/L_p 的值后，$\mathscr{P}/\mathscr{P}_p$ 的值可由$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=\frac{f}{f_p}\frac{L}{L_p}$算出
VG-1	$\frac{n_t}{n_{t,p}}$ $\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}$ $\frac{L}{L_p}$	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=1 \quad \frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=\frac{q}{q_p}=\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{max,p}}=1$ 因此，$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1$	由于$\mathscr{P}/\mathscr{P}_p=1$，我们得到 $NTU/NTU_p=1$，并因此 $UA/UA_p=1$，所以，式(10.26)和式(10.24)简化为 $\frac{UA}{(UA)_p}=1=\frac{1+R_p^*}{\frac{j_p}{j}\left[\frac{f}{f_p}\left(\frac{A_p}{A}\right)^2\right]^{\frac{1}{3}}+R^*\left(\frac{A_p}{A}\right)}$ (5) $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1=\frac{f}{f_p}\frac{A}{A_p}\left(\frac{G}{G_p}\right)^3$ (6) 把A_p/A从式(6)代入式(5)，所得到的方程只有一个未知数G/G_p，这是由于j/j_p和f/f_p依赖于G/G_p的值。从这一隐式方程求解G/G_p，那么由式(6)可得到A/A_p。随之由式(10.30)计算$n_t/n_{t,p}$（或$A_{fr}/A_{fr,p}$）和L/L_p

（续）

情况	确定	给定的信息或约束和评论	计算 PEC 目标的综合公式
VG-2a	$\frac{q}{q_p}$	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=1 \quad \frac{L}{L_p}=\frac{A}{A_p}=1$ $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1 \quad \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max,p}}=1$	在 FG-2a 情况中概述的流程应用在此处，对这种情况，质量流量相同，由于 G 不同，这样导致不同的 n_t 或正面面积。在 FG-2a 情况中，n_t 或正面面积相同，并导致不同的质量流量。否则，FG-2a 情况中的所有公式和步骤与这种情况相同
VG-2b	$\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max,p}}$	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=1 \quad \frac{L}{L_p}=\frac{A}{A_p}=1$ $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1,\ \frac{q}{q_p}=1$	FG-2b 情况中的所有公式和步骤应用在此处。VG-2a 情况中的评论也在此处成立
VG-3	$\frac{P}{P_p}$	$\frac{A}{A_p}=1 \quad \frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=1$ $\frac{q}{q_p}=\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max,p}}=1$ $\frac{n_t}{n_{t,p}}=\frac{A_{fr}}{A_{fr,p}}=\frac{G}{G_p}\neq 1$	由于$q/q_p=P/P_p=1$，$UA/(UA)_p=1$。然后，由式(10.26)，我们发现 $G/G_p=(j/j_p)\ (1+R_p^*-R^*)$，一旦$G/G_p$由前面的方程和已知的 j—Re 关联式计算得到，f/f_p可由已知的G/G_p计算而得。随之，对于 $A/A_p=1$，由式(10.24)计算$\mathscr{P}/\mathscr{P}_p$

① 如果适当，可假设关联式 j—$Re(G)$ 对扩展面和平直面具有相同形式[即$j/j_p=(G/G_p)^n$，此处 n 是一指数]。类似地，可假设 $f/f_p=(G/G_p)^m$，此处 m 是一指数，并且 R^* 和 R_p^* 已知。

在式(10.26)中，R^*包括 A_p/A。因此，当 A_p/A 不等于 1，且为变量时，R^* 可被表示成如下关于 A_p/A 的函数(相对于表 10.5 的另一公式)。

$$R^*=\hat{R}^*\frac{A_p}{A}=\left(\hat{R}_o^*+\hat{R}^*\frac{A_o}{A_w}+\hat{R}_{o,f}^*\right)\frac{A_p}{A}=\left(\frac{h_{i,p}}{h_o}+\frac{h_{i,p}\delta_w}{k_w}+\frac{h_{i,p}}{h_{o,f}}\right)\frac{A_p}{A} \qquad (10.27)$$

应用式(3.94)，强化面与平直面的换热量的比值如下。

$$\frac{q}{q_p}=\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}\frac{P}{P_p}\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max,p}} \qquad (10.28)$$

因此，我们已假定强化面和平直面上流体的 c_p 相同(因此 $C/C_p=\dot{m}/\dot{m}_p$)，P 是温度有效度，$\Delta T_{\max}(=T_{h,i}-T_{c,i})$为入口处的温差。由于温度有效度 P 依赖于 NTU，强化面的 NTU 和平直面的关系由下式给出。

$$NTU=NTU_p\frac{UA}{(UA)_p}\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \qquad (10.29)$$

因此，由式(10.26)知道了比值 $UA/(UA)_p$，就可根据式(10.29)计算出给定流量下的强化面的 NTU，从而可由表 3.6 的公式计算出给定换热器流动布置的温度有效度。换热量可由式(10.28)计算得到。

应用式(10.21)和 $\dot{m}=A_oG$，对相等的 d_i，强化面和平直管面的表面面积和流量的比值由下式给出。

$$\frac{A}{A_p}=\frac{n_t}{n_{t,p}}\frac{L}{L_p}\quad \frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=\frac{n_t}{n_{t,p}}\frac{G}{G_p} \tag{10.30}$$

利用前面方程，与表 10.4 中 PEC 相关的特定的代数公式概括地列在表 10.6 中。值得强调的是，通过增加下标 1 表示强化表面值和用 2 代替下标 p 表示基础表面，对具体的 PEC 来说，表 10.6 中的公式也可用于两个不同的表面 1 和 2 的比较。同样，式(10.26)中的 R^* 和 R_p^* 的值也可用于平直管内的热阻量纲为一化。它们也可相应地用于任意流体侧的热阻量纲为一化。

例 10.4　下面选择的换热面是否比现有的采用平直板翅表面的设计呈现更好的性能？性能的对比以下列的值是固定值为基础：①流量；②流体泵功；③换热量；④冷、热流体间的入口温差。假定论证对任何雷诺数都成立。新的换热表面具有如下 Colburn 因子和范宁摩擦因子。

$$j=\exp(a_0+a_1r+a_2r^2+a_3r^3+a_4r^4+a_5r^5+a_6r^6)$$

和

$$f=\exp(b_0+b_1r+b_2r^2+b_3r^3+b_4r^4+b_5r^5+b_6r^6)$$

其中，$r=\ln Re$ 和式子中的系数的数值如下：

系　数	数　值	系　数	数　值
a_0	0.1624564980E+04	b_0	0.1242054696E+04
a_1	-0.1404062382E+04	b_1	-0.1077301312E+04
a_2	0.4999486289E+03	b_2	0.3855707180E+03
a_3	-0.9400171748E+01	b_3	-0.7291091700E+02
a_4	0.9835078386E+01	b_4	0.7674456065E+01
a_5	-0.5428407378E+00	b_5	-0.4263025064E+00
a_6	01235104592E-01	b_6	0.9766547339-02

求解：

问题数据和简述：两表面的比较应在流量、流体泵功、换热量和冷、热两流体出口处的温差固定的情况下进行。应考虑 Re 的全部可用范围。新表面的 Colburn 因子和范宁摩擦因子的关联式在问题的公式化陈述中给出。平直板翅几何结构的 Colburn 因子和范宁摩擦因子在 Kays 和 London 的论文中用表格形式给出。这些数据的曲线拟合(和问题的描述中给出的公式有同样的形式)导出下列系数：

系　数	数　值	系　数	数　值
$a_{0,p}$	-01305722226E+05	$a_{2,p}$	-0.3268456896E+04
$a_{1,p}$	0.1014346095E+05	$a_{3,p}$	0.5590860182E+03

（续）

系　数	数　值	系　数	数　值
$a_{4,p}$	-0.5355816661E+02	$b_{2,p}$	-0.1647882636E+04
$a_{5,p}$	0.2724931767E+02	$b_{3,p}$	0.2906965749E+03
$a_{6,p}$	-0.5753732235E-01	$b_{4,p}$	-0.2872245480E+02
$b_{0,p}$	-0.6188627536E+04	$b_{5,p}$	0.1507451536E+01
$b_{1,p}$	0.4958849985E+04	$b_{6,p}$	-0.3283617030E-01

确定：确定出两换热表面中哪个换热或压降性能更好。

假设：3.2.1节中引用的假设成立。

分析：在此例中，我们只知道换热器内一侧流体的信息。问题的条件要求下面的关系成立。

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}=\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=\frac{hA}{(hA)_p}=\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max}}=1$$

其中，没有下角标的符号表示新的表面的变量，带有右下角标 p 的符号表示平直板翅表面(摘自 Kays 和 London,1998)。这是表10.4中的换热器一流体侧的VG-1 PEC。根据式(10.24)或者表10.6中的式(6)，流体泵功的比值(如上所示,它应等于1)应等于

$$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}=1=\frac{f}{f_p}\frac{A}{A_p}\left(\frac{G}{G_p}\right)^3 \tag{1}$$

类似地，根据式(10.25)，我们有

$$\frac{\dfrac{hA}{(hA)_p}}{\left(\dfrac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_p}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\dfrac{A}{A_p}\right)^{\frac{2}{3}}}=\left(\frac{A_p}{A}\right)^{\frac{2}{3}}=\frac{\dfrac{j}{j_p}}{\left(\dfrac{f}{f_p}\right)^{\frac{1}{3}}} \tag{2}$$

根据式(1)和式(2)，我们可以消掉表面面积之比 A/A_p。因此，两个表面的质量流速之比满足下面关系式。

$$\frac{G}{G_p}=\left(\frac{f_p}{f}\frac{j}{j_p}\right)^{\frac{1}{2}}$$

注意：$G/G_p=Re/Re_p$。所以有

$$\frac{Re}{Re_p}=\left(\frac{f_p\cdot Re_p}{f\cdot Re}\frac{j\cdot Re}{j_p\cdot Re_p}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{3}$$

上式表明我们可以确定出 Re，使得新表面满足对任意给定的 Re_p 的流过平直板翅

表面的流体应满足前面提到的约束[1]。这一对 Re 值可用于计算相关的 Colburn 因子和范宁摩擦因子，随后可计算由于几何结构的变化所获得的换热表面的减少(或增加,如果新的表面不比旧的好的话)。因此，我们应该确定这对 Re 的值，如对小的 Re 范围(500 左右)和大的 Re 范围(5000 左右)，并比较换热面积的变化。应该注意的是，这些 Re 值的确定是一个繁琐的迭代过程，特别是如果人们应用像 Kays 和 London 提供的图示的 j 和 f 因子。这里我们采用数值计算方法。这种计算得出以下数据：对 $Re_p=500$，Re 会发生很小的变化(即 $Re=505$)，且 $A/A_p=0.93$。这意味着在新的表面性能与旧的表面相同的情况下，所需的表面面积仅仅减少了 7%。然而对 $Re_p=5000$，Re 变为 4870 且 $A/A_p=1.13$。所设计的新表面需要的换热面积比旧表面的至少多出 13%。所以可以得出结论，对低 Re 的范围，新的表面不会取得明显的收益；而对高 Re 的应用范围，甚至会得到更差的效果。

讨论和注释：性能评价标准为评价选择的换热表面的性能，以及各种解的比较提供了有益的工具。本例中，新设计是更好的结论是没有确凿依据的。我们的这个结论是基于变化几何结构标准(VG-1;见表 10.6)的应用的。然而应该指出的是，对 VG-1 标准，和平直板翅表面相比，大幅度增加的换热表面可以明显地减小所需的换热面积(50% 或者更多)。

10.3.3 以热力学第二定律为基础的评价标准

迄今为止所讨论的所有性能评价标准都是以热力学第一定律为基础。这些标准的制订只考虑了质量和能量平衡，而没有涉及能量流的热力学质量。但是，传热表面上的热量传递和摩擦特性与由热力学第二定律定义的能量流动的“质量等级”有很大的关系[2]。这在任何系统分析中都很重要，且根据系统设计者的反馈表明了基于热力学第二定律的设计改变的需要。这种方法将在 11.7 节中考虑，并给出另外一个性能评价标准。

10.3.4 基于成本评价的选择标准

对用户来说，换热器的成本通常是重要的选择标准。让我们假设所有其他适当的标准，如果还没有并入成本评价或优化的体系的话，也已得到正确性的证

[1] 对给定的 Re_p、j_p 和 f_p 由给定的表面数据确定。现假设 Re 的值，确定对应的 j 和 f 因子并由式(3)计算 Re。如果此 Re 值和假设的 Re 的值不匹配，那么利用 Re 的新值进行迭代，直到式(3)满足为止。相应计算出的 j 和 f 因子随后用于式(2)的计算。

[2] 通常所说的热力学第二定律分析的知识体系都要涉及热力学第一定律和第二定律。然而，习惯性地只是用热力学第二定律表示这样的分析的结果。

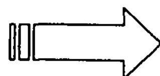
明。在这种情况下，将在现有的选择中选择最划算的设计，所以必须建立成本估算的方法论。大部分换热器的制造商都有他们自己的估算成本的方法。其中一部分方法在过去的文献中已经论述过。这里我们介绍应用在工业中的 ESDU 的简单过程。

换热器的成本与换热器的表面面积或者与换热器要求的负荷有关系。在图 10.13 中图示了两种选择之间的冲突：一个是从换热器设计者的观点，另一个是工艺工程师的角度。图 10.13 中隐含的简单逻辑已用于定义成本估算的评价。

换热器设计者观点

成本

$A=\frac{1}{U}\frac{q}{\Delta T_m}$

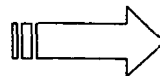


$C_A=\frac{成本}{A}$

过程设计者观点

$q=AU\Delta T_m$

$\frac{q}{\Delta T_m}=UA$



$C_{UA}=\frac{成本}{\frac{q}{\Delta T_m}}$

图 10.13 换热器的成本—换热面积和(或)热负荷

推荐的方法是基于经验成本数据，这些数据可汇集用于估算各种可行的换热器类型。判定变量是每单位热尺寸，即每单位产品的 $UA(=q/\Delta T_m)$。在图 10.13 中这个量记为 C_{UA}。另外的一种方案是单位换热表面面积的成本，即图 10.13 中的 C_A。后一种方法不具有大的吸引力，因为它没有明确地考虑热负荷或等价量(相关的换热器的热尺寸 UA)。必须清楚的是每个设计所确定的总的传热系数必然影响成本。

在表 10.7 中，总结了由 C_{UA} 的值表示的成本数值的选择。这个表用于一特别换热器的情况，即以气体为热流体、中等压力(如 2×10^6Pa)和处理水为冷流体所形成的换热器的一个工况。五种不同的换热器类型可用于工作流体的这一特定组合(对每一类型的描述和可能选择的可行性评价，参见第一章和第二章)：①管壳式换热器；②套管式换热器；③印制电路式换热器；④板翅式换热器；⑤焊合板式换热器。取决于 $q/\Delta T_m$ 的幅度，对每一换热器类型，可确定不同成本的 C_{UA} 值。ESDU 汇编了一系列的关于各种换热器的 C_{UA} 值，并且在附录 D 中也有部分地概括。根据表 10.7，可以很明显地发现单位热尺寸(即单位 UA)的换热器成本 C_{UA} 随着换热器负荷($q/\Delta T_m$)或者换热器尺寸(UA)的增加而减小。

表 10.7 各种换热器类型的 C_{UA}—UA 成本数值①

$q/\Delta T_m$ 或 UA /(W/K)	C_{UA}/[\$/(W·K)] 管壳式 $U=484$ /[W/(m²·K)]	双管 $U=484$ /[W/(m²·K)]	印制电路 $U=1621$ /[W/(m²·K)]	板翅式 $U=491$ /[W/(m²·K)]	焊接板 U /[W/(m²·K)]	焊接板 C_{UA} /[\$/(W·K)]
10^3	3.98	2.5	12	—	349	4.9
5×10^3	1.00	0.75	2.4	3.1	1187	1.22

（续）

$q/\Delta T_m$ 或 UA /(W/K)	C_{UA}/[$/(W·K)] 管壳式 $U=484$ /[W/(m²·K)]	双管 $U=484$ /[W/(m²·K)]	印制电路 $U=1621$ /[W/(m²·K)]	板翅式 $U=491$ /[W/(m²·K)]	焊接板 U /[W/(m²·K)]	焊接板 C_{UA} /[$/(W·K)]
3×10^4	0.29	0.31	0.6	0.513	1068	0.42
10^5	0.17	0.31	0.42	0.210	1112	0.28
10^6	0.106	0.31	0.28	0.115	1173	0.22

注：数据来自 ESDU(1994)。

① 热流体是中等压力气体，冷流体是处理水。在2000年以英镑为单位的原始 ESDU 成本数据大约和以美元为单位的数值相等。

根据给出的成本标准，换热器类型的评价步骤如下：

1）利用式(2.1)，根据热平衡估计出换热器的热负荷 q。

2）根据如下方式确定 $q/\Delta T_m$：①根据式(3.172)得出 ΔT_{lm}，再计算出 $\Delta T = F\Delta T_{lm}$和 F 的最佳估算值，或者②根据已知的 NTU 和 $C_{\min}$，利用 $q/\Delta T_m = C_{min}NTU$来确定。

3）对于每一类型的换热器，重复步骤2)。

4）根据经验值($C_{UA} - q/\Delta T_m$，见附录D)，估算出 C_{UA}因子。

5）将 C_{UA}和 $q/\Delta T_m$ 相乘，计算出特定换热器类型的成本。

6）比较各种换热器类型的成本。如果一种类型的换热器的成本比其他类型换热器的低很多(比值为1.5~2.0,或者更大)，那么应该选用这个类型换热器。如果所有方案所得的成本都很接近，那么就需要对每一种换热器类型的成本进行更详细的分析。

上面概括的步骤以简化的方式用在例2.4中。更精细的分析存在于问答题10.8的解答过程。

综述

换热器设计用于变化的工作条件下的各种应用。因而根据不同的应用条件，换热器的优化结果也不尽相同。换热器的最重要的选择标准如下。

1）换热器在设计寿命期限内必须能按设计要求的性能、耐用性，以及其他标准运行。所以，运行环境(即压力、温度、潜在的污垢、流体渗漏和污染,材料的兼容性等)、包装成本、维护费用等因素都非常重要。基于这些运行和设计条件，并基于另外的关于成本、可制造性和其他要求的考虑，工程师可从表10.1种选择合适的换热器。

2）大量几何变量都和管壳式换热器有关。10.2.1 节中给出了关于具体几何变量选择的相当多的讨论。类似地，对扩展表面换热器，大量翅片几何特征可供选择，10.2.3 给出了关于具体几何特性选择的定性讨论。在 10.2.2 和 10.2.4 节中简明讨论了关于板式换热器和回热器的表面选择。

在很多的应用中，换热器是在一个系统内或者一个热力循环中运行。因此部件设计和优化的定量标准意义不大，这是因为换热器的设计应使系统性能最优。因此，定量的方法在筛选各种表面以选择最合适的作为部件的背景下给出。在这一方面，概述两类定量方法如下。

1）给出了表面流动面积和芯体体积优势因子的比较，它们用于筛选和导出高性能扩展表面。对于一流体侧的流动面积、体积、表面面积和表面长度变化而 q、Δp 和 $\dot{m}$ 保持不变的紧凑式换热器，概括了其几何尺寸定律。

2）性能评价标准用于比较增强管式和平直管式换热表面的性能。

参考文献

ALPEMA, 2000, *The Standards of the Brazed Aluminum Plate-Fin heat Exchanger Manufacturer Association(ALPEMA)*, 2nd Edition, AEA Technology plc, Didcot, Oxon, UK.

ASME, 1998, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 1998: Rules for Construction of Pressure Vessels, Sec. Ⅷ, Div. 1, American Society of Mechanical Engineers, New York.

Bejan, A., 1998, *Thermodynamic Design in Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, pp. 594-669.

Bell, K. J., 1981, Construction features of shell-and-tube heat exchangers, in Heat Exchangers: *Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, edited by S. Kakac, A. E. Bergles and F. Mayinger, Hemisphere Corp., Washington, DC, pp. 721-763.

Bell, K. J., 1998, Approximate sizing of shell-and-tube heat exchangers, in *Heat Exchanger Design Handbook*, G. F. Hewitt, exec. ed., Begell House, New York, Vol. 3, Sec. 3. 1. 4.

Cowell, T. A., 1990, A general method for the comparison of compact heat transfer surfaces, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 288-294.

ESDU, 1994, Selection and costing of heat exchangers, *Engineering Science Data*, Item 92013, ESDU, Int., London, UK.

Gentry, C. G., 1990, RODbaffle heat exchanger technology, *Chem. Eng. Prog.* July, pp. 48-57.

Kays, W. M., and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

Lancaster, J. F., 1998, Materials of construction, in *Handbook of Heat Exchanger Design*, G. F. Hewitt, ed., Begell House, New York, Sec. 4. 5.

London, A. L., 1964, Compact heat exchangers, Part 2, Surface geometry, *Mech. Eng.*, Vol. 86, June, pp. 31-34.

London, A. L., and C. K. Ferguson, 1949, Test results of high-performance heat exchanger surfaces used in aircraft intercoolers and their significance for gas-turbine regenerator design, *Trans. ASME*, Vol. 71, pp. 17-26.

Reay, D. A., 1999, *Learning from Experiences with Compact Heat Exchangers*, CADDET Analyses Series 25, Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies, Sittard, The Netherlands.

Sekulic, D. P., A. J. Salazar, F. Gao, J. S. Rosen, and H. S. Hutchins, 2003, Local transient behavior of compact heat exchanger core during brazing, *Int. J. Heat Exchangers*, Vol. 4, No. 1.

Shah, R. K., 1978, Compact heat exchanger surface selection methods, *Heat Transfer* 1978, *Proc.* 6th *Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 4, pp. 193-199.

Shah, R. K., 1983, Compact heat exchanger surface selection optimization and computer-aided thermal design, in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, edited by S. Kakac, R. K. Shah and A. E. Bergles, pp. 845-874, Hemisphere Publishing Corp., Washington, DC.

Shah, R. K., 1995, Heat exchangers, in *Encyclopedia of Energy Technology and the Environment*, A. Bision and S. G. Boots, eds. Wiley, New York, Vol. 3, pp. 1651-1670.

TEMA, 1999, *Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 8th ed. Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York.

Webb, R. L., 1981, Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 715-726.

Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley, New York.

Webb, R. L., and A. E. Bergles, 1983, Performance evaluation criteria for selection of heat transfer surface geometries used in low Reynolds number heat exchangers, in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, S. Kakac, R. K. Shah, and A. E. Bergles, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 735-752.

习题

从以下选项中选出一个或多个你认为正确的答案并简要解释。

10.1 对于液—气换热器，常用的换热器结构为

A. 管壳式　　B. 板式　　C. 扩展表面式　　D. 余热再生式

10.2 对于污垢流体常用的换热器结构为

A. 管壳式　　B. 板式　　C. 扩展表面式　　D. 余热再生式

10.3 余热再生式专门用于：

A. 气—液换热器　　B. 气—气换热器

C. 液—气冷凝器　　D. 气—液蒸发器

10.4 板翅式换热器通常用于：

A. 工作压力为 0 ~ 20MPa 的介质　　B. 工作温度为 -200 ~ 540℃的介质

C. 极易结垢的液体　　D. 高腐蚀性液体

E. 以上均不正确

10.5 为了冷却浓盐酸和重油(较低的 h)，合适的换热器为

A. 钛合金制的板式换热器 B. 翅片在油侧的板翅式换热器

C. 液—气冷凝器 D. 气—液蒸发器

10.6 在管壳式换热器中，管子的翅片较低会导致壳侧出现：

A. 提高传热系数 B. 增加换热面积

C. 提高了耐压性和刚度 D. 充分混合流体

E. 减少结垢

10.7 对于给定的流量可以提高管侧湍流传热系数的是：

A. 减少管长并增加管子数目 B. 减少管子数目并增加管长

C. 增加管程数 D. 增加壳程数

E. 减少管间距

10.8 可以提高壳侧传热系数的是：

A. 增加折流板数 B. 降低折流板缺口高度

C. 增加管间距 D. 增加管程数

E. 增加管内流体流速

10.9 通常来讲，所有的管壳式换热器都有横向折流板除了如下所述的 TEMA 壳：

A. G B. J C. K D. X

10.10 水平折流板缺口常用于如下壳侧流体：

A. 单相流体 B. 凝结性流体 C. 蒸发性流体

D. 高粘性流体 E. 粘稠流体

10.11 使用横向折流板会导致的结果是：

A. 减少壳侧结垢 B. 减少壳侧压降

C. 消除流动导致的管振动 D. 以上均不正确

10.12 在管壳式换热器中使用折流杆会出现：

A. 在相同的平均流速下相对于折流板换热器会增加壳侧传热系数

B. 相对于当量的弓形折流板换热器可以减少换热器中折流板的数目

C. 提高管簇的刚度

D. 减少壳侧结垢

E. 减少壳侧压降

10.13 撞击挡板作用是：

A. 增加壳侧传热系数 B. 支撑管束

C. 保护管子在入口段不受损坏 D. 在壳侧入口处提供不均匀的流动分布

10.14 一般用于壳侧单相流的壳形是：

A. E B. F C. G D. H E. J

F. K G. X

10.15 一般用于壳侧两相流或多相流的壳形是：

A. E B. F C. G D. H E. J

F. K　　G. X

10.16 在单独的管板设计中，在前端的壳侧与管侧之间流体最不可能渗出的是以下的哪个

A. A　　B. B　　C. C　　D. N

10.17 选择后端管箱最重要的标准是：

A. 控制流体速度　　B. 工作压力　　C. 壳体与管子热应力

D. 壳侧或管侧清洁要求　　E. 高壳侧传热系数　　F. 不确定

10.18 在换热器后端管箱的结构中，管簇和壳之间的旁流通常较明显，因此封条经常选用：

A. L　　B. M　　C. N　　D. P　　E. S

F. T　　G. U　　H. W

10.19 单个换热器中导流管振动可以通过________来削弱

A. 加密封条　　B. 减少窗口地区的管子数目

C. 增加壳(管束)径　　D. 减少挡板

E. 以上都不是

10.20 给定流体流速(假设为湍流)和入口温度，且具有相同的面积区域，相同的挡板和支撑板间距条件下，按壳侧压降从高到低的顺序排列下列壳形。

A. E　　B. F　　C. G　　D. H　　E. J　　F. X

10.21 按清理、观察壳侧后端管箱从易到难排序

A. M　　B. P　　C. S　　D. T　　E. U　　F. W

10.22 按设计费用从低到高排序

A. P　　B. S　　C. T　　D. U　　E. W

10.23 判断对错(对的句选 T,错的句选 F)

A. T　F　对于不同结构的壳体类型，TEMA 设计系统不能明确地定义前端管箱和后端管箱的可用性。

B. T　F　从高传热方面来看，首选小管径管，但从清洗要求方面来看，首选大管径管。

C. T　F　管壳式换热器中壳径 4m 或管长 18.3m 是不可能的，因为它们是没有在换热标准上列出的值。

D. T　F　在管壳式换热器中一般管高和管径比例低于 1.2。

E. T　F　正方形管束布置一般用在固定管板换热器中。

F. T　F　在一些实际应用中，60% 切断挡板用于单节挡板。

G. T　F　壳头一般用于使检查、清理管束更简单。

H. T　F　撞击挡板安装在不合适的位置或尺寸不合适是引起装管失败的常见原因。

10.24 判断正误，下列语句是关于在满足机械清洗要求条件下的首选管束布置的问题

A. T　F　60°管布局用于壳侧层流情况

B. T　F　45°管布局用于壳侧湍流情况

C. T　F　45°管布局用于壳侧粘稠流体

D. T　F　60°管布局用于壳侧沸腾流体

10.25　填空

A. 由于________在U形管束中导流管振动特别强烈。

B. 当管子的热应力必须保持最小时，要应用________。

C. 当选择浮动或U形管时，运用E型壳体________允许增大两种流体进口温度差。

D. 除传热之外，管方向和间距的两个重要因素是________和________。

10.26　管壳式换热器采用双管板的作用是

A. 减小管子与壳体的热应力　　B. 增加整个设计的刚性

C. 防止流体间的渗漏

10.27　对于给定的换热量和压降要求，相对于平面翅来说条形翅要求：

A. 较大的前缘面积　　B. 较大的前缘面积和核心体积

C. 较短的流动长度和较大的核心体积

10.28　在平面翅片紧凑式换热器中，我们要研究的那侧的压降是500Pa。如果流动是发展的层流，当流动距离加倍后，压降大约是多少？

A. 1000Pa　　B. 2000Pa　　C. 700Pa　　D. 不确定

10.29　在完全发展的层流中，增加流量 G 会：

A. 增加压降 Δp 和传热系数 h　　B. 减少压降 Δp 和传热系数 h

C. 增加压降 Δp 但传热系数 h 保持不变

10.30　旋转式余热再生器：

A. 采用间断的表面

B. 拥有大于 $400m^2/m^3$ 的表面区域密度

C. 适用于中度污染气体

D. 与板翅式和管翅式相比，单位表面区域的成本要高些

10.31　对于板翅式换热器来说，当 Re 较高而要求压降要低时，应该选用哪种翅片？

A. 错位翅片　　B. 百叶窗式翅片　　C. 平面翅片　　D. 多孔型翅片

10.32　如果P表面的参数 j 和 f 比Q表面都高20%的话，你会为换热器选择哪种表面？并解释原因。

A. P表面　　B. Q表面　　C. 不确定

10.33　通常来讲，金属板翅式换热结构的最高工作温度是800℃最高工作压力是1000kPa的原因是：

A. 翅片和板之间的连接技术　　B. 受制于制造技术　　C. 价格因素

10.34　关注单位表面积时哪种紧凑式换热器有最大的传热面密度和最低的成本？

A. 管壳式　　B. 板式　　C. 板翅式　　D. 旋转余热再生式

10.35　相对于带矩形通道的细长式紧凑换热器，带三角形通道的细长式紧凑换热器有________的 j/f 因子。假设在两种情况下均有气体流过。

A. 较大的　　B. 较小的　　C. 相同的

10.36　紧凑式换热器中完全发展的层流，当我们比较两表面时存在着如下的关系。在A、C、D、F的比较中，假设 q，$\dot{m}$ 和 Δp 是给定的常数，判断对错(对的句选T,错的句选F)

A. T　F　流动长度反比于水力直径而正比于 j 因子

B. T　F　对于给定的流体，流量和压降已确定，当 L/D_h 和 f 都相等时，两种表面的流动面积相等。

C. T　F　流通面积实际上取决于表面水力直径。

D. T　F　在同一雷诺数下，具有1mm水力直径的紧凑式换热器和具有20mm水力直径的非紧凑式换热器有着相同的性能(即相同的 q、$\dot{m}$ 和 Δp)。

E. T　F　在特定的雷诺数下，对某一紧凑的表面，当我们降低水力直径(真正的几何缩减)时，参数 j 也会按同样的比例减小。

F. T　F　当减少某一流体的水力直径时，它的体积和流通面积会按照同样的比例减少。

问答题

10.1　对于某一给定的情况(两侧都是单相流体)选用合适的壳体类型，我们想评估所有主要的壳体类型：E、F、G、H、J 和 X 型。由于热应力的缘故，在总的 $NTU_t = 1.4$ 和 $R_t = 0.8$ 的情况下，我们将采用U形管(双管程)单壳程结构。除了X型，其余型号的都要考虑壳侧流体的混合(X型不考虑壳侧流体的混合)。为了分析简单，当X型处于整体逆流时，假设管内流体在每一管程不混合但在管程之间发生混合。假定TEMA　G和H型1-2换热器都是处于整体逆流。

1）从第3章中选择适当的方程和图形来求取上述各种壳型换热器的热效率并制成表。

2）在管内流体流量相同的情况下，上述不同壳型的换热器的管侧压降是否相同？为什么？假定全部流体性质保持不变。

3）对每种壳型换热器来说估计壳侧压降是 u_m 和 L 的函数，其中 u_m 是E型壳换热器壳侧平均速度，L 是壳长。注意各种壳型的换热器的壳侧流量都相同，并且在相同位置都有单弓形折流板和支撑板。各种壳型的换热器的管的直径和壳的直径及管的数目都相同。管长要比壳的直径大很多。对于某些壳型的换热器，不要忘记加上由于流体在壳侧转向180°带来的压降 Δp。

4）请选择符合条件的壳型：

① 传热表现最好。

② 壳侧压降最低。

10.2　为了到达相同的换热效果(例如它们有相同的 q 和管侧总流量 $\dot{m}_t$ 单位为kg/s)，可以设计两种换热器，两种换热器的比较见下表。

参　数	光　滑　管	粗　糙　管	参　数	光　滑　管	粗　糙　管
换热面积 A/m^2	13.62	9.80	管子内径 d_i/mm	18	18
管子数目 N_t	100	120	管侧摩擦因子 f	0.008	0.016
管子长度 L/m	2.5	1.25			

假设两换热器中流体参数都相等且保持不变。

1）计算 $\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_s}$，其中下标 s 表示光滑管(smooth tube)。

2）计算$\frac{\Delta p}{\Delta p_s}$。

3）假定$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_s}=0.8$，在保持粗糙管长度不变的情况下，你如何改变粗糙管换热器的几何结构使$\frac{\mathscr{P}}{\mathscr{P}_s}=1$？假定摩擦因子保持不变，给出其定量估计。

4）在3)中，你预计UA会如何变化？它是变大，变小或者保持不变？并给出详细的说明。

10.3 飞机的油冷器采用错位式翅片，空气侧翅片密度是790翅/m，翅片厚度是0.15mm，板厚度是0.25mm，板宽度是9.5mm。空气进入换热器的前缘速度是5m/s（$\upsilon=1.579\times10^{-5}\mathrm{m^2/s}$，$\rho=1.20\mathrm{kg/m^3}$），假设你可以选择使用长度为3mm和12mm的两种翅片，比较这两种翅片的传热表现。

1）计算D_h、α^*和σ。提示：选取一个传热单元并使用相关的简单几何关系。

2）计算每个传热表面的j和f。提示：利用Manglik和Bergles关联式，即式(7.124)和式(7.125)。

3）确定h_2/h_1，E_2/E_1和$(j/f)_2/(j/f)_1$。这里下标1表示长度为12mm的翅片。

4）当两种翅片的A_{fr}和hA相等时，比较它们的E和P的大小。表面积之比A_2/A_1是多少？

5）当hA和$\mathscr{P}$的大小相同时，对于长度为3mm的翅片它的u_∞的近似值是多少？假设长度为3mm的翅片有$f_{old}=f_{new}$。提示：利用式(10.8)给出的$\mathscr{P}$的函数关系式。知道u_∞的新值后，把它与u_∞的旧值进行比较并估计hA的新值，随后在相等的hA值时估计A的新值。

6）讨论步骤4)和5)。

10.4 作为一个换热器设计人员，你要设计一个平面板翅式换热器，使之在允许的压降范围内传热。对于该平面板翅式换热器来说，必须满足$Re=1000$。同时，你也可以选择用有着相同水力直径的错位翅片式换热器替代。这些表面如图10.3所示。

1）如果选用错位翅片式换热器，当单位面积上流体泵功率相等时确定其雷诺数。(E相等)。

2）在E相等的情况下确定h_2/h_1，此处下标1和2分别表示平面板翅式换热器和错位翅片式换热器。提示：利用j的定义和适当的数据。

3）在步骤2)的基础上，如果考虑使用错位翅片式换热器会造成流体侧的核心体积减小多少？

4）确定这些表面的面积分配的比例因子。你能确定哪个表面需要较大的前缘面积吗？为什么？

10.5 考虑例题10.1中的带三角形通道的旋转余热再生式换热器，当三角形通道的水力直径减少50%时试确定该圆盘直径，圆盘深度和换热器的体积如何变化。

10.6 要设计一个气侧质量流量为0.83kg/s的紧凑的气—水换热器，要求$NTU=1$。当$j=0.018$的时候，我们希望气侧的雷诺数(GD/μ)为3000。可以利用如下的附加数据：

气侧：

$$D_h=3.47\mathrm{mm},\ \sigma=0.48,\ \alpha=558\mathrm{m^2/m^3},\ c_p=1004.9\mathrm{J/(kg\cdot K)},$$
$$\mu=2.07\times10^{-5}\mathrm{Pa\cdot s},\ Pr=0.7,\ \eta_o=0.8$$

水侧：

$h = 1.7\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$，$\alpha = 32.8\text{m}^2/\text{m}^3$，$\eta_o = 1$。试确定：

1）气侧前缘面积。

2）气侧传热面积。

3）气侧流动长度。

忽略管壁热阻和两侧结垢，气侧是热容量最小侧。

10.7　在汽车散热器的气侧我们使用了一个波纹翅片（如图 7.29 所示）。现考虑用图 8.7 的错位翅片式换热器代替它。下面给出了两种翅片的一些几何参数：

几何参数	波纹翅片	错位翅片	几何参数	波纹翅片	错位翅片
翅片密度/(翅/m)	800	800	百叶窗角	30°	不适用
带长度/mm	1.25	1.25	管宽度/mm	24	24
垂直尾翼高度/mm	6	6	管间距/mm	9.5	9.5
沿垂直高度百叶窗切口长度/mm	4.8	6	管高度/mm	3.5	3.5
			散热器核心深度/mm	24	24
翅片厚度/mm	0.075	0.075			

根据流动面积固定的性能评价标准，当用错位翅片代替波纹翅片时，计算传热面积和空气泵功率要求的改变值。假设流过两种翅片的空气平均速度都是 10m/s。使用第 7 章中关于参数 j 和 f 的适当的关联式。假设管壁和冷端的热阻为 0，忽略两侧的结垢。用到的空气参数为：

$$\rho = 1.058\text{kg/m}^3,\ c_p = 1.008\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}),\ k = 0.0288\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}),$$

$$\mu = 20.4 \times 10^{-6}\text{Pa} \cdot \text{s}$$

10.8　$c_p = 1.9\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$的一种高粘度流体以 0.6kg/s 的质量流量进入一换热器中，入口压力和温度分别为 3.1MPa 和 75℃，这种流体被水冷却至 35℃，已知水的入口温度为 18℃，质量流量为 2.1kg/s，预期不会出现明显的结垢现象。通过成本估算选择最合适的换热器。

第 11 章　热力模型及分析

本章有两方面的目标：①提出并介绍影响换热器性能的主要因素；②介绍换热器的热力设计和优化的基本分析。寻求达到第一个目标可以帮助我们确定影响换热器效率的主要因素，从而量化这些因素，并提供指导原则用于定性评价不同的流动布置方式在给定的等同的设计任务下的换热器效率。第二个目标是定义评价换热器的热力学效率的性能系数，并提出方法用于热力经济的思考。

在第 11.1 节中，确定了作为部件和作为系统部分的换热器的不同。在第 11.2 节中，只根据能量平衡，建立了换热器的详细模型，用于确定换热器的热效率和温度分布。在 11.3 节中，基于热力学第一和第二定律引入综合的方法量化换热器内部固有的不可逆性。首先讨论了不可逆的最大来源即有限温差的换热。接下来，研究了另外的不可逆损失，像流体掺混合流动阻力。第 11.4 节通过计算一个 1-2　TEMA　J 型的管壳式换热器内的熵产，详细讨论了温度交叉现象。通过利用前面四节中提出的所有分析方法，在 11.5 节建立了用于换热器效率评价的探索性方法。在 11.6 中阐述了对换热器的分析和优化起重要作用的能量、㶲及损失平衡。最后，在 11.7 节中，总结出了用于评价和选择换热表面的热力学标准。

11.1　引言

从传统意义上讲，换热器模型化的基础是能量守恒（即根据热力学第一定律和质量守恒定律的结果），因此，只热流量和焓速率变化的概念便足够用于这类分析[○]。对于绝热换热器（参见 3.2.1 中的假设），一侧流体的焓速率变化一定等于另一侧的焓速率变化，也等于此时的换热器的热流量。这种简单的能量平衡结论将会以不同的形式用在后面的小节中，以建立两种流体的温度空间分布模型。在第 3 章中我们也曾用到能量平衡（包括微元上的和整体上的），但仅仅是用于确定换热器的效率，而没有确定温度分布。

○　在我们的分析中，焓速率变化是指两流体流之间的换热作用引起的流体流动的焓的变化率。从热力学观点，注意到传热率是能量的相互作用（不是流体特性的变化），而焓速率变化表示由发生的热相互作用引起的流体性质的变化。这一区别对理解换热性能的解释是重要的，并通过引入几个热力学的现代概念在后面更加详细地强调。

先让我们回忆一下第3章讨论过的换热器的设计方法分析，它所依托的关系式可表示成如下的一般形式。

$$(\text{换热量 } q)=\frac{\text{效率}}{\text{修正系数}}\times(\text{热容量或热导})\times(\text{温差})$$

$$=\begin{cases}\varepsilon C_{\min}\Delta T_{\max}, & \varepsilon\text{—}NTU\text{ 方法}\\ P_1 C_1 \Delta T_{\max}, & P\text{—}NTU\text{ 方法}\\ FUA\Delta T_{lm}, & \text{有限温差方法}\\ \psi UA\Delta T_{\max}, & \psi\text{—}NTU\text{ 方法}\end{cases}\tag{11.1}$$

式(11.1)是基于由热力学第一定律的数学描述形成的能量平衡方程。注意的重要一点是，隐含在式(11.1)每一个方法的一个假设是效能因子(换热有效度 ε 或温度有效度 P_1)或修正因子(F 或 ψ)关于设计参数(即 NTU 和 C^*)的函数关系的确定性。我们用表达式的因子作为一般术语表示通常的热力学第一定律，它是效能和修正因子的共同起源。当然，修正因子和效能因子没有相同的物理意义。式(11.1)中每一关系式都涉及温差，或者是最大施加的温差 $\Delta T_{\max}$，或者是对数平均温差 ΔT_{lm}。在3.3节和3.5节中已经证明，效能因子与相关的设计参数的关系可以根据换热器的具体的模型得出。有些情况，这种关系式甚至不用对内部换热的相互作用作细致的研究就能得到。而且，已经拥有这些关系式的设计者能够根据一系列的给定参数计算出换热器的效率，并实施设计方法的各个过程，而无需像第3.9节、9.2~9.5节叙述的那样研究选择的流动布置的温度分布。因此人们可把换热器看作是一个黑匣子，只需确定它的总的换热面积或者是作为部件的换热器的换热性能。在这种情况下，就没有必要知道温度分布。例如，对任何换热器(它们的效率关系式已知或者可以利用第3.11.4节提到的矩阵形式确定)设计者只需要知道效能和修正因子与设计参数关系，而不必详细地洞察局部的温度分布。因此容易得出一个令人误解的结论：一个设计者只需拥有的信息是关于流动安排的效能因子和设计参数之间的关系(即 P_1—NTU_1、ε—NTU 或 F—P)。

到目前为止给出的分析已经足够用于一个已经定义了效能关系的换热器的设计过程。但是，还有一个重要的尚未回答的问题需要解决。为什么一个给定流动布置形式(特别是一个复杂的布置)的换热器的效能因子(即换热有效度)要比另一个布置形式(相同的设计参数)的高(或低)？例如，我们都知道交叉流流动的换热效率要比逆流流动的换热效率低(假设设计参数 NTU 和 C^* 相同)。我们所能给出的唯一的合理解释是(除了直觉解释外)：在给定的热容比和 NTU 下，交叉流流动的效能关系提供的 ε 和 P 的值要比逆流的小。另外，当 $NTU_{\min}<NTU<\infty$，对固定的热容比 C^* 时，$\Delta\varepsilon/\Delta NTU$ 的值对逆流和交叉流是不同的。对于 $NTU_{\min}\geqslant 4$ 时，这个梯度几乎相同。当 $NTU_{\min}\leqslant 0.4$ 时，当设计参数相同时，所有流动布置方式给出几乎相同的效率值[见式(3.98)]。为什么会这样呢？当我

们基于换热器流动布置的热力学第二定律给出一个令人惊讶的简单的启发性的分析时，其原因就清晰了。同时，我们将给出热力学性能准则框架，源于系统观点的换热器的效率。所以，这些分析工具可以帮助我们评估复杂流动布置形式的换热器效率的相对幅值，用于对指定任务的合适的流动布置的选择。这种理解也将有益于从系统的观点寻找最佳的换热器设计。

11.1.1 作为系统一部分的换热器

在大量的工程应用中，换热器只是整个系统中的许多部件的其中一个。因此，换热器的设计要不可避免地受系统要求的影响，而且要从系统优化的角度出发，而不是仅仅是部件的优化。基于这样的系统角度考虑的优化目标函数要受换热器运行的主要特征的影响。对于一组给定的入口数据(即流动速度和进口温度)、换热器几何形状，以及其他的相关信息，输出数据(即出口温度)取决于换热器的边界内所发生的传热和流体流动的现象。因此，即使我们寻求系统优化，在确定优化值的过程中，也必须了解作为部件的换热器的特点。

因为换热器被用于许多系统中，我们不再尝试任何具体的系统分析或联合工艺。我们仅仅讨论基本的热力学方面的问题。尽管从系统的优化角度可获得精确的数学或数值结果，设计者应该知道换热器的设计(尺寸设计)是一个复杂的问题，根本不具有一个精确解。对于除去琐碎的无价值的以外的所有情况，除了大量的假设外，设计者还要面对输入数据的不确定性。一般地，需要考虑的是一定范围的数据(比如在优化设计的成本分析中)，而不是单组参数。如图 2.1 中所示，对于在左上角的方框里列出的问题说明中的每种情况，人们在图 2.1 中求解过程的结尾可得到优化解。因此，对于同一个换热器的尺寸设计问题，不同的制造者可能会得到不同的优化结果。由此出发，读者就可以理解计算机设计软件在设计、优化、集成方面的局限性了。

11.1.2 换热器作为一个部件

在系统基础上的优化进行之前，我们必须先了解作为部件的换热器。除了校核和设计计算外，还包括温度分布、局部温差、热点和冷点、压降、局部不可逆来源——所有的这些都是设计的不确定性、过程变量和参数的函数。

流体的出口的状态变量取决于换热过程的效率，在换热器中这一效率又受到流体流动和传热现象的影响。这种效率的尺度不能唯一地由换热器或温度有效度定义，因为它只给出相关的但有限的关于换热器的信息，这是由于它没有包含第 11.3 节讨论的可逆性的影响。因此，现在要回答的关键问题涉及如何定义换热器效率，传热及流动过程(出现在换热器的边界中)如何影响换热器的效率和热力学效率(参见 11.6.5)。要回答这个问题，我们必须搞清楚具有 11.3 节中的任

意一种流动布置的换热器运行过程中重要的传热和流体流动的现象。

一个作为部件的换热器的设计在很大程度上是一种工程艺术。因此，尽管换热器热力建模是十分复杂的，但一些最后的结论(特别那些和优化有关的结论)是基于定性的判断，这是由于和换热器制造及其他评价标准相关的变量是非量化的。然而，解析建模(一个非常有用的工具)对理解相关的热力—水力现象、设计选择方式和各种设计改进的途径至关重要。在本章的结构布置方面，特别关注平衡地应用严格的数学模型(11.2~11.4节)和定性分析及启发式的判断(11.5节)。基于数学模型的结果，虽然关于所涉及的影响因素清晰明了，但它们中总是伴随着许多假设和简化。因此，我们这一章的主要目的是对影响换热器性能的因素有更好的了解，没有必要提供换热器设计的和基于系统优化的新的工具。

11.2　基于热力学第一定律的换热器建模

这一节提供的材料的主要目标是学习如何建立一个用于确定它的温度分布换热器的模型。在第3章中，我们集中研究通过各种换热器基本设计方法确定换热器的效率因子 ε、P 和 F[见式(11.1)]；我们没有特别关注温度分布和它与换热器性能之间的联系。现在让我们考虑具有简单逆流和顺流布置的换热器内的局部温度分布及温差。这两种布置都对应于同样几何条件的两种极限情况：两股流体在平行方向流动，但沿着互相相反或相同的方向，提供了换热器的最大和最小效率值(图3.7和图3.8及表3.3)。由定义知，两种流体只在它们的流动方向上改变其相应温度(即流体的局部温度分布在横截面上是均匀的)。然后，我们考虑一种更加复杂的情况，工作流体是交叉流且沿流动方向存在局部掺混的可能性。

11.2.1　逆流和顺流换热器的温度分布

图11.1为逆流换热器的示意图，这里仍沿用3.2.1节中所作的假设。一般地，对应于轴向坐标，流动方向或者为正(在图11.1中,从左指向右)，或者为负(即逆流或顺流)。应用热力学第一定律，并严格遵守热量和焓流率通过控制体积边界的标准的符号惯例，对相应控制体积的能量平衡可表示如下。

仅对流体1(图11.1a中的单元控制体积)有

$$i_1(\dot{m}c_p)_1T_1-i_1(\dot{m}c_p)_1\left(T_1+\frac{\mathrm{d}T_1}{\mathrm{d}x}\mathrm{d}x\right)-U(T_1-T_2)\mathrm{d}A=0 \qquad (11.2)$$

其中，$i_1=+1$ 或 -1，分别对应于流体1相对于 x 轴正方向的相同或相反方向(正方向和负方向)。

对流体2(图11.1b中的单元控制体积)有

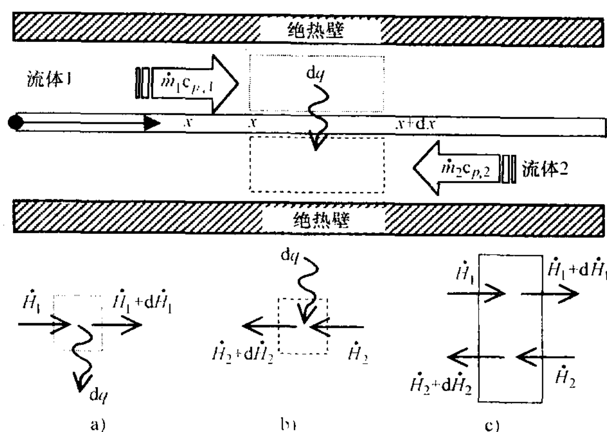


图 11.1 逆流安排的能量平衡控制体积

a）用于流体 1 的微分能量平衡的控制体积 b）用于流体 2 的微分能量平衡的控制体积 c）用于两种流体 1 和 2 的微分能量平衡的控制体积

注：焓流率$\dot{H}_j=(\dot{m}c_p)_jT_j$，$j=1$ 或 2。控制体积由矩形区域表示

$$i_2(\dot{m}c_p)_2T_2-i_2(\dot{m}c_p)_2\left(T_2+\frac{\mathrm{d}T_2}{\mathrm{d}x}\mathrm{d}x\right)-U(T_1-T_2)\mathrm{d}A=0 \tag{11.3}$$

其中，$i_2=+1$ 或 -1，分别对应于流体 2 相对于 x 轴正方向的相同或相反方向（正方向和负方向）。

对流体 1 和 2（图 11.1c 中的单元控制体积）有

$$i_1\left[(\dot{m}c_p)T-(\dot{m}c_p)\left(T+\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\mathrm{d}x\right)\right]_1+i_2\left[(\dot{m}c_p)T-(\dot{m}c_p)(T+\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\mathrm{d}x)\right]_2=0 \tag{11.4}$$

注意，总的换热面积 A 沿流动长度 L 的均匀分布假设表示 $\mathrm{d}A/\mathrm{d}x=A/L$，即 $U\mathrm{d}A=(UA/L)\mathrm{d}x$。为了不失模型的一般性，让我们固定流体 1 的方向为正轴向（$i_1=1$），而 $i_2=\pm1$（如图 11.1 所示，逆流时 $i_2=-1$，顺流时 $i_2=1$）。整理式（11.2）~式（11.4），我们有

$$(\dot{m}c_p)_1\frac{\mathrm{d}T_1}{\mathrm{d}x}=\frac{UA}{L}(T_2-T_1) \tag{11.5}$$

$$i_2(\dot{m}c_p)_2\frac{\mathrm{d}T_2}{\mathrm{d}x}=\frac{UA}{L}(T_1-T_2) \tag{11.6}$$

$$(\dot{m}c_p)_1\frac{\mathrm{d}T_1}{\mathrm{d}x}+i_2(\dot{m}c_p)_2\frac{\mathrm{d}T_2}{\mathrm{d}x}=0 \tag{11.7}$$

注意，若已知三个平衡方程中的两个就足以确定两个温度分布。例如，可采用式（11.5）和式（11.6）或者式（11.5）和式（11.7）。然后，可以确定沿着换热器

上的温差分布。

为了完成问题的描述，还需要换热器端点的一系列边界条件。对于顺流换热器，在 $x=0$ 点两流体的入口温度都已知。对逆流换热器，已知的入口温度分别位于换热器相反的两端，即 $x=0$ 和 $x=L$ 处。这些边界条件可明确地表示为

$$T_1 = T_{1,i}, \text{ 在 } x=0 \text{ 处} \qquad T_2 = T_{2,i} \quad \begin{cases} \text{顺流时，在 } x=0 \text{ 处} \\ \text{逆流时，在 } x=L \text{ 处} \end{cases} \tag{11.8}$$

用下列变量使式(11.5)~式(11.8)量纲为一化。

$$\Theta = \frac{T - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \qquad \xi = \frac{x}{L} \tag{11.9}$$

和由式(3.101)和式(3.105)定义的设计参数 NTU_1 和 R_1。因此有

$$\frac{d\Theta_1}{d\xi} + NTU_1(\Theta_1 - \Theta_2) = 0 \tag{11.10}$$

$$\frac{d\Theta_2}{d\xi} - i_2 NTU_1 R_1(\Theta_1 - \Theta_2) = 0 \tag{11.11}$$

$$R_1 \frac{d\Theta_1}{d\xi} + i_2 \frac{d\Theta_2}{d\xi} = 0 \tag{11.12}$$

边界条件如下。

$$\Theta_1 = 0, \text{ 在 } \xi = 0 \text{ 处} \tag{11.13}$$

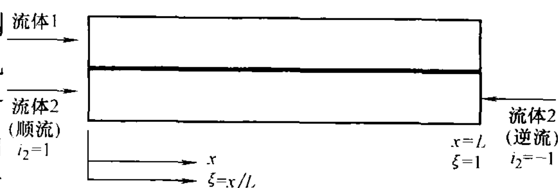
$$\Theta_2 = 1 \quad \begin{cases} \text{顺流时，在 } \xi=0 \text{ 处} \\ \text{逆流时，在 } \xi=1 \text{ 处} \end{cases} \tag{11.14}$$

式(11.5)~式(11.8)或者式(11.10)~式(11.14)表示的一系列关系式利用两流体的温度分布定义了所考虑的传热过程的数学模型。例如，人们可以通过解式(11.5)、式(11.7)和式(11.8)得到温度分布(如图1.50和图1.52所示)。事实上，不论是顺流还是逆流布置，对于任何设计参数的任何组合(NTU_1 和 R_1)，不需要单独的数学模型，我们都可以得到它的温度分布。

求解过程中的一些数学方面的问题及对结果的热力学解释将在下面的例题中阐述。上面定义的顺流换热器问题的严格和统一的解将在例题11.1中给出(Sekulic,2000)。以一流体的量纲为一出口温度表示的换热器和(或)温度有效度和性能系数的热力学解释将在例11.2中重点讨论。像1-2　TEMA　J型管壳式换热器或各种交叉流流动布置的复杂情况下的建模方法，留作单独的习题(见本章末的问答题11.1~问答题11.10)。

例11.1　*确定两种相互传热的平行流动流体的温度分布。流体流动具有固定的质量流量，但具有不同的入口温度。证明可以对顺流和逆流布置形成统一的求解过程。*

问题数据和简述：如图例11.1A所示，两流体束在平行的几何方向上流动。既包含顺流也包含逆流（即流体2可以是两相反方向的任意方向）。入口温度、质量流量和流体的物性参数均已知。流动通道的所有几何特征也已定义。



图例11.1A 平行流动流体的温度分布

确定：作为沿流体流动方向上的轴向距离的函数的两流体的局部温度。

假设：假设流体间的相互传热在第3.2.1节所述的假设下发生。

分析：式(11.10)~式(11.12)中的任意两个，再加上式(11.13)和式(11.14)给出的边界条件构成了用于分析的理论模型。让我们用式(11.10)和式(11.12)~式(11.14)定义这个传热过程的模型。

可应用拉普拉斯变换方法，得到问题的通解(Sekulic,2000)，尽管也可采用其他几种方法(参见第3.11节)。应用这种特殊方法的基本依据是此方法可有效地应用于一些更复杂的情况，例如两流体不掺混的交叉流布置。

对式(11.10)运用拉普拉斯变换有

$$\mathscr{L}\left\{\frac{\mathrm{d}\Theta_1}{\mathrm{d}\xi}+NTU_1(\Theta_1-\Theta_2)\right\}_{\xi\to s}=0 \tag{1}$$

根据拉普拉斯变换法则，式(1)简化为

$$s\overline{\Theta}_1(s)-\Theta_1(0)+NTU_1[\overline{\Theta}_1(s)-\overline{\Theta}_2(s)]=0 \tag{2}$$

式(2)中的变量$\overline{\Theta}_j(s)$，$j=1$，2代表着仍然未知的温度分布$\Theta_j(\xi)$，$j=1$，2。记为s的独立的复变量代替原来的独立变量ξ。知道了在$\xi=0$处的入口边界条件[即$\Theta_1(0)=0$]，求解式(2)，可得拉普拉斯变换的具体$\overline{\Theta}(s)$如下。

$$\overline{\Theta}_1(s)=\frac{NTU_1}{s+NTU_1}\overline{\Theta}_2(s) \tag{3}$$

在式(3)中，还需要确定$\overline{\Theta}_2(s)$的具体形式。这项工作涉及到数学模型的另一微分方程[即式(11.12)]。应用如上所述的同样步骤，有

$$\mathscr{L}\left\{R_1\frac{\mathrm{d}\Theta_1}{\mathrm{d}\xi}+i_2\frac{\mathrm{d}\Theta_2}{\mathrm{d}\xi}\right\}=0 \tag{4}$$

和

$$R_1[s\overline{\Theta}_1(s)-\Theta_1(0)]+i_2[s\overline{\Theta}_1(s)-\Theta_2(0)]=0 \tag{5}$$

为了得到$\overline{\Theta}_2(s)$，求解式(5)及为了求解$\overline{\Theta}_1(s)$利用式(3)，我们得到

$$\overline{\Theta}_2(s)=\frac{s+NTU_1}{s^2+sNTU_1(1+i_2R_1)}\Theta_2(0) \tag{6}$$

将式(6)代入式(3)得到通过s显式表达的$\overline{\Theta}_1(s)$。

现在对式(3)和式(6)做反拉普拉斯变换，我们有(如果 $i_2=1$ 则 $R_1\neq 1$)

$$\Theta_1(\xi)=\mathscr{L}^{-1}\{\overline{\Theta}_1(s)\}=\Theta_2(0)\frac{1-e^{-\xi NTU_1(1+i_2R_1)}}{1+i_2R_1} \tag{7}$$

和

$$\Theta_2(\xi)=\mathscr{L}^{-1}\{\Theta_2(s)\}=\Theta_2(0)\frac{1+i_2R_1e^{-\xi NTU_1(1+i_2R_1)}}{1+i_2R_1} \tag{8}$$

式(7)和式(8)中的参数 $\Theta_2(0)$ 依赖于两个设计参数(NTU_1,R_1)和 i_2 的值。对于顺流流动布置($i_2=1$)，$\Theta_2(0)$ 的值可以直接由流体 2 的入口边界条件(即 $\Theta_2(0)=\Theta_{2,i}=1$)确定。对于逆流布置($i_2=-1$)，$\Theta_2(0)$ 的值可由式(8)在流体 2 入口处(即 $\xi=1$ 处)成立的条件得到，并求解 $\Theta_2(0)$。由此可有

$$\Theta_2(0)=\frac{1-R_1}{1-R_1e^{-NTU_1(1-R_1)}}，\text{当 } i_2=-1 \text{ 时} \tag{9}$$

通过观察式(9)，可以推广形成如下所示的参数 $\Theta_2(0)$ 的一般代数表达式，使其亦适用于顺流的情况。

$$\Theta_2(0)=\frac{1-R_1}{1-R_1e^{-\frac{1}{2}(1-i_2)NTU_1(1-R_1)}}=\begin{cases}1 & ，\text{适用于 } i_2=1(\text{顺流})\\ \dfrac{1-R_1}{1-R_1e^{-(1-R_1)NTU_1}}, & \text{适用于 } i_2=-1(\text{逆流})\end{cases} \tag{10}$$

在式(10)中，人们要先定义流体流动方向参数(即 $i_2=\pm1$)，然后再选择设计参数数值。

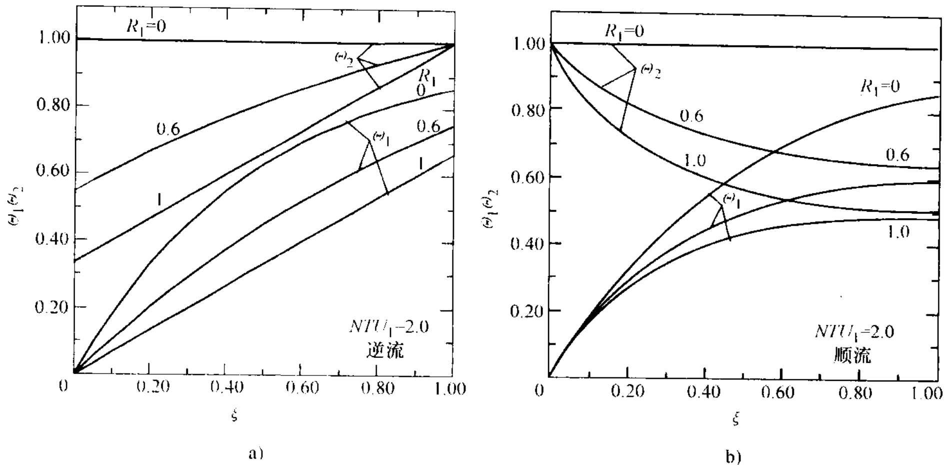
最后联立式(7)、式(8)和式(10)，顺流和逆流换热器的温度分布的通解可表示如下。

$$\begin{aligned}\Theta_1(\xi)&=\frac{1-R_1}{1+i_2R_1}\frac{1-e^{-\xi NTU_1(1+i_2R_1)}}{1-R_1e^{-\frac{1}{2}(1-i_2)NTU_1(1-R_1)}}\\ \Theta_2(\xi)&=\frac{1-R_1}{1+i_2R_1}\frac{1+i_2R_1e^{-\xi NTU_1(1+i_2R_1)}}{1-R_1e^{-\frac{1}{2}(1-i_2)NTU_1(1-R_1)}}\end{aligned} \tag{11}$$

在式(11)中，当顺流时，令 $i_2=1$，逆流时，令 $i_2=-1$。我们得到如下的温度分布。

流动布置	流向指示 i_2	$\Theta_1(\xi)$	$\Theta_2(\xi)$
顺流	1	$\frac{1-e^{-\xi NTU_1(1+R_1)}}{1+R_1}$	$\frac{1+R_1e^{-\xi NTU_1(1+R_1)}}{1+R_1}$
逆流	-1	$\frac{1-e^{-\xi NTU_1(1-R_1)}}{1-R_1e^{-NTU_1(1-R_1)}}$	$\frac{1-R_1e^{-\xi NTU_1(1-R_1)}}{1-R_1e^{-NTU_1(1-R_1)}}$

顺流和逆流布置及几种参数组合下的温度分布表示在图例 11.1B 中。



图例 11.1B 换热器内的温度分布

a）顺流 b）逆流

对于 $i_2=-1$ 的情况，上面所给出的所有结果都要求 $0 \leqslant R_1<1$（即 $R_1 \neq 1$）。对平衡的逆流换热器，$i_2=-1$ 和 $R_1=1$，由式(11.10)和式(11.12)得到的原始的数学模型则变为

$$\frac{\mathrm{d}\Theta_1}{\mathrm{d}\xi}=\frac{\mathrm{d}\Theta_2}{\mathrm{d}\xi}=NTU_1(\Theta_2-\Theta_1) \tag{12}$$

结合式(11.13)和式(11.14)给出的逆流的边界条件。对这一问题求解，导出线性量纲为一温度分布。流体 1 和流体 2 的温度分布分别为

$$\Theta_1(\xi)=\frac{NTU_1\xi}{1+NTU_1} \qquad \Theta_2(\xi)=\frac{NTU_1\xi+1}{1+NTU_1} \tag{13}$$

讨论和注释：在此例题中，我们说明了如何确定平行流动(在几何意义下)的换热器的温度分布。这个问题展示了顺流和逆流布置代表了一个传热问题的两个子问题，它们仅仅是在流向上不同。而这两种情况的温差分布的特性则完全不同，如图 11.2 所示。应该注意，这个模型的建立是基于从总的三个平衡中任意选出的两个控制体积上成立的能量平衡(或者对一个流体，或者对两个流体)。这个模型的所有结果都是守恒原理的结果。

11.2.2 换热器有效度的真实含义

在第 3.3.1 节中，由定义引入换热器的有效度和最大可能的热流量 q_{max}［参见式(3.37)和式(3.42)］。这就为像式(3.44)那样以流体的两端温度和热容量表示的换热器的有效度提供了基础。然而这种方法需要换热器所假设的无限表面

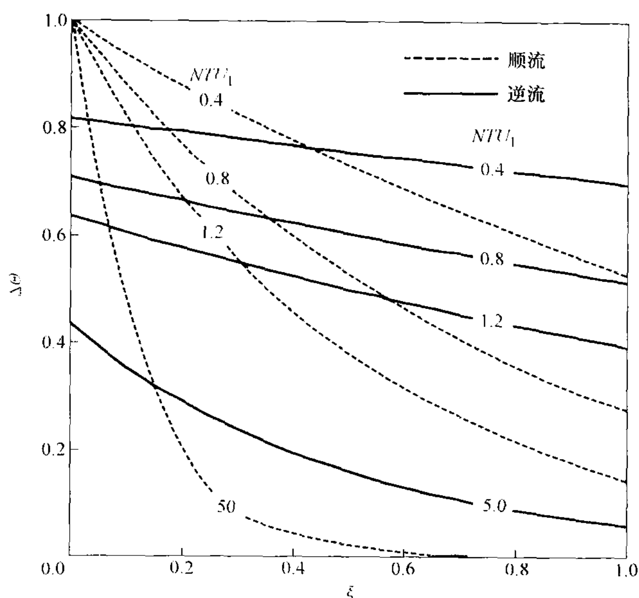


图 11.2　$R_1=0.6$ 时顺流和逆流布置下换热器内的温差分布

面积的先导定义。另一方面，通过已知的一个给定换热器的温度分布，我们可设计出换热器有效度的概念，而无须借用具有无限表面的假设的逆流换热器的概念。我们可以证明换热器有效度的概念只是基于应用热力学第一定律得到的(Sekulic,2000)，而没有明确地采用第二定律。以具有较小热容量的流体的量纲为一出口温度表示的换热器有效度的真实含义是这一解释的直接结果。进一步，换热器内发生的最大可能的换热量可随后导出，而不是由假设而得。以上两种解释概括在表 11.1 中。

表 11.1　对换热器有效度意义的解释

传统意义	$\varepsilon=\dfrac{q}{q_{\max}}=\dfrac{C_h(T_{h,i}-T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})}=\dfrac{C_c(T_{c,o}-T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i}-T_{c,i})}$	基于在换热器中交换的真实换热量与具有无限大 UA 的理想的假设的换热器的换热量的比较。	明显地利用热力学第一定律和隐含地利用热力学第二定律定义
真实含义	$\varepsilon=\dfrac{T_{1,o}-T_{1,i}}{T_{2,o}-T_{1,i}}\quad C_1=C_{\min}$	具有较小热容量的量纲为一出口温度、$C_1<C_2$	明显地运用了热力学第一定律

这些换热器中的温度分布分析的重要热力学结果将以顺流和逆流换热器为例在例 11.2 中阐述。需要再提示一遍，给出的解释是普遍适用的，不管涉及的流动布置多复杂。

例 11.2 证明换热器有效度和(或)温度有效度代表换热器中两流体中的一个流体的量纲为一出口温度。以顺流或逆流布置为例，说明像在第 3 章中强调的那样，换热器有效度可解释为真实换热量与具有无穷大的换热尺寸的(NTU 无穷大)假设的换热器的换热量的比值，但不明显地借用热力学第二定律。

求解：

已知数据和简述：参见例题 11.1 的描述。

确定：证明换热器有效度的定义和换热器中一流体的量纲为一出口温度之间的等价性。

假设：和例 11.1 采用的一样。

分析：对例题 11.1 中的式(11)，令 $\xi=1$(流体 1 的出口)，可以得到逆流和顺流换热器的流体 1 的出口温度。

$$\Theta_1(1)=\frac{1-R_1}{1+i_2R_1}\frac{1-\mathrm{e}^{-NTU_1(1+i_2R_1)}}{1-R_1\mathrm{e}^{-\frac{1}{2}(1-i_2)NTU_1(1-R_1)}} \tag{1}$$

对于顺流，代入 $i_2=1$，我们有

$$\Theta_1(1)=P_1=\frac{1-\mathrm{e}^{-NTU_1(1+R_1)}}{1+R_1} \tag{2}$$

对于逆流，代入 $i_2=-1$，我们有

$$\Theta_1(1)=P_1=\frac{1-\mathrm{e}^{-NTU_1(1-R_1)}}{1+R_1\mathrm{e}^{-NTU_1(1-R_1)}} \tag{3}$$

式(2)和式(3)和表 3.6 中的式(1.2.1)和式(1.1.1)等价，因此，这两个量纲为一的出口温度也分别等于顺流(ε_{pf})和逆流(ε_{cf})的换热器的有效度。我们在不引入“理想”换热器概念条件下得到了换热器有效度的表达式。因此，有效度的真正含义是热容量小的流体的量纲为一出口温度(本例中 $R_1=C^*$)。这个结论对任何流动布置都适用。

为了得到换热器有效度的传统定义，让我们首先确定具有无穷大换热面积($NTU_1\to\infty$)的逆流换热器的出口温度。

$$\lim_{NTU_1\to\infty}\Theta_1(1)=\lim_{NTU_1\to\infty}\frac{1-\mathrm{e}^{-NTU_1(1-R_1)}}{1-R_1\mathrm{e}^{-NTU_1(1-R_1)}}=\frac{1-0}{1-0}=1 \tag{4}$$

采用式(11.9)中量纲为一温度的定义，可由式(4)得到如下结果。

$$\lim_{NTU_1\to\infty}(T_{1,o})=T_{2,i} \tag{5}$$

如上面说明，根据定义 $R_1=C^*\leqslant 1$，$C_1<C_2$(即流体 1 具有较小的热容量，$C_1=C_{\min}$)。在这种情况下，由式(3.103)，有 $NTU_1=NTU$。

现在，利用式(5)，当 $NTU_1\to\infty$ 时的逆流换热器的换热量由下式给出。

$$\lim_{NTU\to\infty}q=\lim_{NTU\to\infty}[(\dot{m}c_p)_1(T_{1,o}-T_{1,i})]=(\dot{m}c_p)_1|(T_{2,i}-T_{1,i})|=q_{\max} \tag{6}$$

在具有任何流动布置的两流体单相换热器中，其实际的换热量为

$$q=(\dot{m}c_p)_1\,|T_{1,o}-T_{1,i}| \tag{7}$$

最后，用式(7)中的右边的项，除以式(6)中的q_{max}，并将结果与流体1的出口温度的定义相比较，可以得到

$$\frac{q}{q_{max}}=\varepsilon=\frac{T_{1,o}-T_{1,i}}{T_{2,i}-T_{1,i}}=\Theta_1(1)=P_1 \tag{8}$$

由此结束了需要的证明。注意对于$R_1=C^*=1$的逆流布置，换热器的有效度变为$\varepsilon=\Theta_1(1)=NTU/(1+NTU)$，可参见例11.1中相应的温度分布。

讨论和注释：换热器(温度)有效度的真正含义是具有较小热容量流体的量纲为一出口温度(换热器有效度ε)或者是给定流体的量纲为一出口温度(温度有效度,比如说流体1的P_1)。换热器有效度的值在0~1之间，并表示一流体的出口温度接近另一种流体的进口温度的程度。换热器有效度的传统的含义[尽管基于式(8)的热力学解释极其正确和深刻]涉及“无限大逆流换热器”的假设。这种方法的分析和详细讨论可以参考Sekulic的相关著作。换热器热力学效率概念的讨论将在第11.6.5节给出。

11.2.3 顺流和逆流换热器的温差分布

现在让我们开始讨论顺流或逆流换热器内流体1与流体2间的局部温差($\Delta T=|T_1-T_2|$)大小。我们需要这方面的资料，以便于更好地理解温度分布对于换热器的ε、P和F的影响。

顺流和逆流换热器内相关的局部温差分布可通过应用对应的温度分布表示成一般的形式。例如，例11.1中的式(11)。温差分布如下(详见问答题11.10)。

$$\Delta\Theta(\xi)=|\Theta_1(\xi)-\Theta_2(\xi)|=\frac{(1-R_1)\exp[-\xi NTU_1(1+i_2R_1)]}{1-R_1\exp\left[-\frac{1}{2}NTU_1(1-R_1)(1-i_2)\right]} \tag{11.15}$$

注意当$0\leqslant R_1<1$时，式(11.15)既适用于顺流($i_2=1$)也适用于逆流($i_2=-1$)。在图11.2中，对逆流和顺流布置和几个NTU_1的值及$R_1=0.6$，给出了式(11.5)的图示。更详细的数据可以参考Sekulic的相关著作。通过对温差分布的研究可以得到如下结论。

我们在第3章中已经学过，从效率的角度看，对于给定的NTU和C^*(或NTU_1和R_1)逆流布置最好，顺流最差。对同样的热容量比(譬如$R_1=0.6$)，特别是NTU_1的值较大时，沿着流动方向(ξ)上，顺流的温差变化幅度要比逆流的大得多(比较图11.2中的相应曲线)。当$R_1=0$时两温度分布等价(在图11.2中没有表示出来)，热容量比值越大，其差别越大。

1）对于逆流流动和给定的 NTU，当 R_1（或 C^*）从 1 减小到 0 时，$\Delta\Theta$ 沿着 ξ 表现出更加强烈的变化。这意味着，在其他参数保持不变时，随着 R_1 的减小，将有较大的局部温差。如果两个温差分布接近或相等，就代表着它们有相似或相同效率。

2）如果温差分布有明显不同，那么换热器的效率也会有相当大的出入。在 $R_1=1$ 的极限情况下，逆流布置的温差在整个换热器内是均匀的，如例题 11.1 推出的结果，$\Delta\Theta=\Theta_2-\Theta_1=1/(1+NTU_1)$。对于具有相同的热容量比值的顺流布置，局部温差的变化将会达到可能的最大值。通过比较这些条件下的相应的换热器的有效度（如图 3.7 和图 3.8 所示），人们可容易得出这两种流动布置的温度有效度相差最大的结论。

局部温差的分布对于换热器的有效度（ε 或 P_1）有非常大的影响。两流体之间的有限温差是传热的推动力，但是大的温差也会降低换热器或温度有效度，最终导致较小的系统效率，像我们在下列几节中说明的一样。

11.2.4 交叉流换热器的温度分布

具有（没有）掺混的交叉流模型提供了一个好的例子，展示了热接触的两流体的简单几何构型如何导出具有设计参数之间复杂关系的二维温度场。另外，对交叉流换热器内的温度分布的研究阐明了掺混如何影响换热过程的结果。这一见解对评价掺混对换热器性能变差的影响非常重要，这些将在第 11.5 节中阐述。图 11.3 给出了交叉流换热器的几何特征和控制体积的示意图。流体 1 和流体 2 在隔离它们的换热面上以相互垂直的方向流动。这种布置在 1.6.1.3 中介绍过（图 1.53）。这里仍然使用 3.2.1 节中的假设。由于通过换热面的热交换，两流体将在一个或两个流动方向上改变它们的温度，分别取决于掺混的存在与否。

像 1.6.1.3 中所强调的，对应于流体的掺混，可存在四种不同的情况。这些情况也对应于式（Ⅱ.1）~式（Ⅱ.4）以简图的形式在表 3.6 中表示出来。在表 11.2 中，根据流动掺混与否，各种温度分布表示成一维或二维的情况 [$\theta_j=f(\chi$ 或 $\zeta)$ 或者 $\theta_j=f(\chi,\zeta)$, $j=1,2$]。我们现在的目标是阐述如何建立模型和随后求解它们以得到温度场和（或）对应的出口温度。作为这些分析的延伸产品，人们可容易地得出换热器和（或者）温度的有效度。在表 3.3 和表 3.6 中列出了换热器有效度的公式。这里我们讨论可以同时确定温度场和有效度的解析模型。这将提供关于流体掺混对换热器有效度影响的深入的见解，这些将在第 11.3 节讨论。

如图 11.3 所示，我们可以写出控制体积的能量平衡方程如下。

表 11.2 交叉流布置模型

信息	模型			
	不掺混—不掺混	C_{max}侧流体不掺混	C_{min}侧流体不掺混	掺混—掺混
温度场	$\theta_1=\theta_1(\chi,\zeta)$ $\theta_2=\theta_2(\chi,\zeta)$	$\theta_1=\theta_1(\chi)$ $\theta_2=\theta_2(\chi,\zeta)$	$\theta_1=\theta_1(\chi,\zeta)$ $\theta_2=\theta_2(\zeta)$	$\theta_1=\theta_1(\chi)$ $\theta_2=\theta_2(\zeta)$
微分方程	$\frac{\partial\theta_1}{\partial\chi}+\theta_1=\theta_2$ $\frac{\partial\theta_2}{\partial\zeta}+\theta_2=\theta_1$	$\frac{d\theta_1}{d\chi}+\theta_1=\frac{1}{C^*\cdot NTU}\int_0^{C^*\cdot NTU}\theta_2 d\zeta$ $\frac{\partial\theta_1}{\partial\zeta}+\theta_2=\theta_1$	$\frac{\partial\theta_1}{\partial\chi}+\theta_1=\theta_2$ $\frac{d\theta_2}{d\zeta}+\theta_2=\frac{1}{NTU}\int_0^{NTU}\theta d\chi$	$\frac{d\theta_1}{d\chi}+\theta_1=\frac{1}{C^*\cdot NTU}\int_0^{C^*\cdot NTU}\theta_2 d\zeta$ $\frac{\partial\theta_2}{\partial\zeta}+\theta_2=\frac{1}{NTU}\int_0^{NTU}\theta_1 d\chi$
自由变量	$0\leqslant\chi\leqslant NTU$ $0\leqslant\zeta\leqslant C^*\cdot NTU$	$0\leqslant\chi\leqslant NTU$ $0\leqslant\zeta\leqslant C^*\cdot NTU$	$0\leqslant\chi\leqslant NTU$ $0\leqslant\zeta\leqslant C^*\cdot NTU$	$0\leqslant\chi\leqslant NTU$ $0\leqslant\zeta\leqslant C^*\cdot NTU$
边界条件	$\theta_1(0,\zeta)=1$ $\theta_2(\chi,0)=2$	$\theta_1(0)=1$ $\theta_2(\chi,0)=0$	$\theta_1(0,\zeta)=1$ $\theta_2(0)=0$	$\theta_1(0)=1$ $\theta_2(0)=0$
示意图	流体1 流体2	流体1 流体2	流体1 流体2	流体1 流体2

注：量纲为一变量定义如下：$\theta_j=(T_j-T_{2,i})/(T_{1,i}-T_{2,i})$，$\chi=(x/L_1)NTU$，$\zeta=(y/L_2)C^*\cdot NTU$。示意图中的水平和(或)垂直线代表相应流体流过具有一维特征的流动面积(沿流动方向)。流动方向是缺省的直线表示流体在流动方向的横向上掺混，流体1假设为较小的热容量 C_{min}。

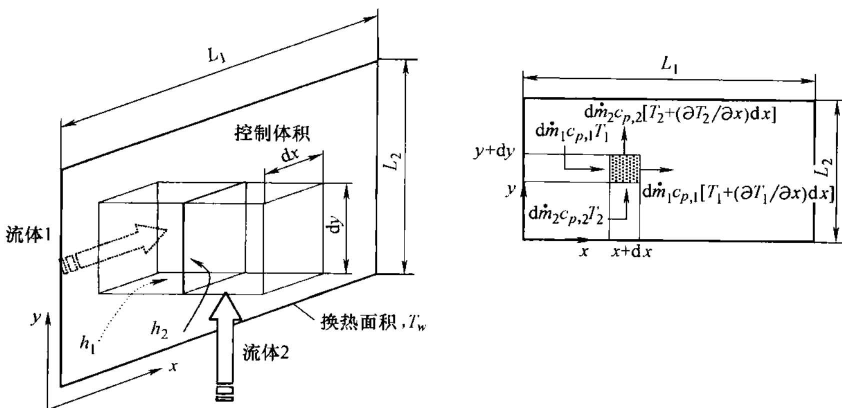


图 11.3 交叉流流动控制体积的能量平衡

$$\underbrace{\mathrm{d}\dot{m}_1 c_{p,1} T_1}_{\text{进入控制体积的流体的焓}} - \underbrace{\mathrm{d}\dot{m}_1 c_{p,1}\left(T_1 + \frac{\partial T_1}{\partial x}\mathrm{d}x\right)}_{\text{流出控制体积的流体的焓}} - \underbrace{\mathrm{d}q}_{\text{从流体到壁面的换热量}} = 0 \tag{11.16}$$

和

$$\underbrace{\mathrm{d}\dot{m}_2 c_{p,2} T_2}_{\text{进入控制体积的流体的焓}} + \underbrace{\mathrm{d}q}_{\text{从壁面到流体的换热量}} - \underbrace{\mathrm{d}\dot{m}_1 c_{p,1}\left(T_1 + \frac{\partial T_1}{\partial x}\mathrm{d}x\right)}_{\text{流出控制体积的流体的焓}} = 0 \tag{11.17}$$

注意式(11.16)和式(11.17)中 $\mathrm{d}\,\dot{m}_j c_{p,j} = \mathrm{d}C_j$，$j=1$，2，表明采用了常物性假设。假设在换热表面的任意一侧都没有掺混发生。因而两流体的温度分布都是二维的。在式(11.16)和式(11.17)中，$\mathrm{d}q$ 代表由对流从热流体传到壁面上的热量，在稳态情况中，这些热量会通过热传导从壁面传出，再由对流传到冷流体。

利用对流方程和导热方程，由热流体传到冷流体的热量可以表达成如下形式。

$$\mathrm{d}q = \underbrace{\eta_{o,1} h_1 (T_1 - T_{w,1})\,\mathrm{d}x\mathrm{d}y}_{\text{热流体到壁面的对流}} = \underbrace{k_w\left(\frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{\delta_w}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y}_{\text{通过壁面的导热}} = \underbrace{\eta_{o,2} h_2 (T_2 - T_{w,2})\,\mathrm{d}x\mathrm{d}y}_{\text{壁面到冷流体的对流}} \tag{11.18}$$

式(11.18)表明沿着间隔壁既没有能量的产生也没有轴向的导热，这与第3.2.1节中的理想化情况一样。式(11.18)中的乘积 $h_j\eta_{o,j}\Delta T_j$，$j=1$，2代表着流体1或2与隔离流体的壁之间单位换热面积上的换热量。在壁面的热阻可以忽略的情况下，式(11.18)中只存在对流项，并有 $T_{w,1}=T_{w,2}=T_w$(即在垂直于流向上,换热表面有一个均匀的壁温)。注意，式(11.16)～式(11.18)的平衡关系中没有涉及总体传热系数。这些系数通过对每一个热流量应用热力学惯例得到(流入系统为正,流出为负)。同时还要注意到，换热面的均匀分布和均匀壁面热阻假设被采用。式(11.18)重新表达成下面的形式。

$$T_1-T_{w,1}=\frac{\mathrm{d}q}{\eta_{o,1}h_1\mathrm{d}x\mathrm{d}y}\quad T_{w,1}-T_{w,2}=\frac{\mathrm{d}q}{\frac{k_w}{\delta_w}\mathrm{d}x\mathrm{d}y}\quad T_{w,2}-T_2=\frac{\mathrm{d}q}{\eta_{o,2}h_2\mathrm{d}x\mathrm{d}y} \tag{11.19}$$

将式(11.19)中的三个方程的温差相加，定义 $\mathrm{d}A=\mathrm{d}x\mathrm{d}y$，并用式(3.18)中定义的总体传热系数 U，但要忽略污垢热阻(因为我们在形成式(11.18)时未包括它们,而且如果需要我们可容易地包括进去)，我们有

$$\mathrm{d}q=U\mathrm{d}A(T_1-T_2) \tag{11.20}$$

将式(11.20)代入式(11.16)和式(11.17)并作简化，我们得到如下的偏微分方程。

$$\frac{\partial\theta_1}{\partial\chi}+\theta_1=\theta_2\qquad\frac{\partial\theta_2}{\partial\zeta}+\theta_2=\theta_1 \tag{11.21}$$

其中，$\theta_j=(T_j-T_{2,i})/(T_{1,i}-T_{2,i})$，$j=1$，2　$\chi=(x/L_1)NTU$ 及 $\zeta=(y/L_2)C^*\cdot NTU$。传热单元数 NTU 基于流体间的换热面积，其定义为(为简明起见)L_1 和 L_2 的乘积(图11.3)。在整个换热器中由于换热面积和热阻的均匀性假设，UA 也是均匀分布的。热容量同样如此。因此 NTU 就取决于定义 U 侧(热或冷流体侧)的换热面积。量纲为一温度 θ_j 的定义是对式(11.9)中量纲为一温度 Θ 的补充。这种定义量纲为一温度的灵活性让分析者将换热器的有效度定义成具有较小热容量的流体的量纲为一出口温度，或者是它的补充值。注意两个量纲为一温度 θ_j 都假设为局部地依赖于两个独立坐标值 χ 和 ζ。

$$\theta_1=\theta_1(\chi,\zeta)\qquad\theta_2=\theta_2(\chi,\zeta) \tag{11.22}$$

其中，独立变量的取值范围如下。

$$0\leqslant\chi\leqslant NTU\qquad 0\leqslant\zeta\leqslant C^*\cdot NTU \tag{11.23}$$

与式(11.21)伴随的两个边界条件(对均匀进口温度)为

$$\theta_1(0,\zeta)=1\qquad\theta_2(\chi,0)=1 \tag{11.24}$$

式(11.21)～式(11.24)的一系列方程表示了交叉流换热器的数学模型。交叉流的四种特殊情况(参见第1.6.1.3节和表3.6和表11.2)相互区别于换热器芯体中

每一流体侧掺混的存在与否(见问答题 11.21 和问答题 11.6)。式(11.21)~式(11.24)的方程推导出的所有这四种模型，总结在表 11.2 中。这些模型的任何一个都可被求解，利用各种求解方法可得到封闭的解析解(参见 3.11 节)。在问题 11.2 中提出了两种流体都不掺混的一般情况的求解。在下面例子中将详细考虑一种流体掺混，另一种流体不掺混的交叉流安排的特殊情况。两种流体都掺混的情况在问答题 11.7 中考虑。

例 11.3 确定一流体掺混，另一流体不掺混的交叉流安排的温差分布场。假设热容量小的流体是掺混流体。

求解:

已知数据和简述：要考虑的流动安排对应于表 11.2 的第三列给出的模型和示意图(C_{max}流体不掺混)。

确定：作为轴向和横向坐标的函数的温差(表 11.2 中定义的χ 和ζ)。

假设：如在第 3.2.1 节中给出的假设。

分析：我们首先确定两流体的温度场，然后确定换热器芯体内的温差分布关系式。解析模型包含两个方程，一个是偏微分方程，一个是常微分方程，如表 11.2 的第三列所示(模型建立的详细过程是问答题 11.6 的主题)。在入口处的相应的边界条件设为均匀温度。这个分析模型的解将给出要求的温度场。让我们首先解流体 2 的偏微分方程。然后将流体 2 的温度场代入流体 1 的常微分方程，我们将得到流体 1 的温度分布。最后，两流体温度差就是本问题的解。

应用拉普拉斯变换，可得到表 11.2 中的流体 2 的偏微分方程的如下形式的解。

$$\mathscr{L}\left\{\frac{\partial\theta_2}{\partial\zeta}+\theta_2\right\}_{\zeta\to s}=L\{\theta_1\}_{\zeta\to s} \tag{1}$$

$$s\,\bar{\theta}_2(\chi,s)+\theta_2(\chi,0)+\bar{\theta}_2(\chi,s)=\frac{\theta_1(\chi)}{s} \tag{2}$$

其中，s 是代替ζ 的复变量。利用 $\theta_2(\chi,0)=0$，整理式(2)，我们有

$$\bar{\theta}_2(\chi,s)=\frac{\theta_1(\chi)}{s(s+1)} \tag{3}$$

对式(3)进行反拉普拉斯变换得到流体 2 的温度场为

$$\mathscr{L}^{-1}\{\theta_2(\chi,s)\}_{s\to\zeta}=\theta_2(\chi,\zeta)=\theta_1(\chi)(1-e^{-\zeta}) \tag{4}$$

注意还需要确定 $\theta_1(\chi)$的具体表达式。表 11.2 中的流体 1 的常微分方程可以写成如下的形式。

$$\frac{d\theta_1(\chi)}{d\chi}+\theta_1(\chi)=\frac{1}{C^*NTU}\int_0^{C^*\cdot NTU}\theta_1(\chi)(1-e^{-\zeta})d\zeta \tag{5}$$

确定出式(5)的右边的积分后，并简化，就可以得到流体 1 的温度分布为

$$\frac{\mathrm{d}\theta_1(\chi)}{\mathrm{d}\chi}+\mathscr{H}\theta_1(\chi)=0 \tag{6}$$

其中，$\mathscr{H}=[1-\exp(-C^* NTU)]/(C^* NTU)$，式(6)的边界条件是

$$\theta_1(0)=1 \tag{7}$$

由式(6)和式(7)定义的简单问题的解为

$$\theta_1(\chi)=\mathrm{e}^{-\mathscr{H}\chi} \tag{8}$$

这样通过将由式(8)给出的流体 1 的温度分布代入式(4)中就能得到流体 2 的温度场为

$$\theta_2(\chi,\zeta)=(1-\mathrm{e}^{-\zeta})\mathrm{e}^{-\mathscr{H}\chi} \tag{9}$$

最终温差分布的关系式可容易地由式(8)和式(9)得到，即有

$$\Delta\theta(\chi,\zeta)=\theta_1(\chi)-\theta_2(\chi,\zeta)=\mathrm{e}^{-(\mathscr{H}\chi+\zeta)} \tag{10}$$

讨论和注释：正如期望的那样，没有掺混的流体 2 的温度分布是二维的，掺混的流体 1 的温度分布是一维的，二者都依赖于 $\mathscr{H}$，它又依赖于 NTU 和 C^*。知道了热容量较小的流体的温度分布(在这种情况下是流体 1)，人们就可以容易地确定换热器的有效度(为了详细的理解,求解问题 11.3)。类似地也可以对具有较大热容量的掺混流体的交叉流布置进行分析(见问题 11.4)。入口温度不均匀的更复杂的情况是问答题 11.8 和问答题 11.9 的主体。

11.3　换热器内的不可逆性

换热器内影响传热和流动特性的重要的现象有①有限温差下的传热；②流体的掺混和(或)分流；③流体流动阻力现象；另外还可能存在的其他现象有相变和节流等。前两种现象影响温度分布，第三种影响换热器每一流体侧的流动阻力特性。热力学告诉我们，这些过程都伴随着熵产，其为衡量降低换热器性能的热力学不可逆性的指标。因此热力学不可逆因素是这些过程的不可避免的延伸产品，并是换热器(系统)性能恶化的主要原因。与传热和流体流动有关的一些不可逆因素有以下几点。

1）有限温差下的传热[既包括流体之间的传热又包括换热器边界上的传热，即向外部环境的热的泄漏和(或)从环境吸收的热量]。

2）“不相似”[不同体现在 P,T 和(或)组分上]流体之间的掺混。

3）流体阻力和流动冲击。

4）初始条件不平衡下的相变。

5）节流。

这一节中我们集中讨论确认和定量估算换热器中的三种主要的不可逆性①有限温差造成的不可逆性；②流体掺混引起的不可逆；③流动阻力导致的不可逆。

我们用熵产计算这些不可逆性。这种分析帮助我们评价换热器内传热和相关现象的品质的好坏，这些不能由 3.3 ~ 3.8 节中的分析进行计算和解释。这种分析需要同时使用热力学的第一和第二定律和引入㶲的概念（见 11.6.4 节）。

在我们开始换热器的热力学分析之前，让我们首先简短地论述一下不可逆性、熵、熵产和㶲的概念。关于这些概念的更详细的问题和相关的热力学背景，请参阅 Bejan 和 Moran 与 Shapiro 的相关著作。

热力不可逆性是一术语用于描述在没有额外的能量参与的情况下，在从最终状态到初始状态的反向的状态变化过程中，任意实际系统不再重复同样的状态序列的自然趋势。附加的能量相互作用是源于实际世界中涉及的热现象缺乏可逆性。实际术语中，这就是说，不可逆的存在必然伴随着热力损失，最终导致比由理想的可逆过程预计的更差的热力性能。更狭义的理解是，同样术语用于描述不可逆性引起的用能量术语$\dot{I}_{irr}$表示的能量损失。不可逆是不能被忽略的，下文中将要介绍，它也不是一个系统特性。

不可逆性可以用能量术语表达成熵产$\dot{S}_{irr}$和温度权重因子 T_o 的乘积的形式（即 $\dot{I}_{irr} = T_o \dot{S}_{irr}$）。在许多的工程应用中，权重因子可以理解为周围环境的温度，它被指定为衡量所考虑系统的热能势的热力学参考状态。应该注意虽然熵 S 是一个系统特性，但熵产不是。熵被定义为系统特性，这是源于理想可逆过程中它的改变量必须等于伴随着经过局部温度为 T 的系统边界的任何传热量 dq 的整个 $\int dq/T$ 的传递。因此，用这个抽象的系统特性表示传热必然伴随着熵的变化。这样，一个可逆绝热过程由熵的变化为零来描述。如果过程不可逆（比如说有限温差下的传热），情况就完全不同了。熵的变化 ΔS 或者等于（可逆过程）或者大于（不可逆过程）伴随着传热量为 dq 的熵的传递（$\int dq/T$，非参数量）[⊖]，其差值形成熵产$\dot{S}_{irr}$［见式 (11.36)］。熵产的大小是定性衡量能量传递的品质水平的尺度。熵产为零对应能量传递和（或）能量转换的最高品质（可逆过程），熵产大于零表示较差的品质。所有的实际过程都具有熵产大于零的特征。

引入㶲或可用能 $\mathscr{E}$ 的概念是为了描述从一个给定状态的系统所能获得的最大可用能。每种进入或流出换热器的流体都携带着㶲量。由于系统的不可逆过程（如一个换热器），流体的可用能减少，流入和流出的㶲量的差等于㶲损失（可用能损失），也等同于用能量术语表示的不可逆性（Guy-Stodola 定理，即㶲损失 = 可用能损失 = 温度权重因子 × 熵产，即 $\Delta \mathscr{E} = \dot{W}_{lost} = T_o \dot{S}_{irr}$）。

⊖ 注意熵是一系统特性，而熵的传递或熵产不是系统特性。

11.3.1 有限温差引起的熵产

换热器内的温度和温差分布影响热力不可逆性。热力学告诉我们评价任何热过程效率的大小的衡量可由获得的对应的热过程引起的不可逆水平的认识来估计(Bosnjakovic,1965)。这种不可逆性可通过确定对应的熵产来描述。因此，为了确定换热性能情况需关注于换热器内的温差，这具有深刻的理论推理。驱动换热器中传热的动力是交换热量的流体间的有限局部温差，同时我们认为它还极大地影响着换热器的效率。为此，我们似乎可以得到一个结论，这些温差和换热器效率及换热器热力学效率都有关系(在 11.6.5 节中将定义一个热力学指标)。下面用熵产解释这些温差是如何影响不可逆水平的。

作为绝热开口系统的换热器表现的热力学不可逆性，可由定义为两流体流动的全部熵的变化(用熵衡量的不可逆性,即熵产$\dot{S}_{irr}$)的熵产来表达。

$$\dot{S}_{irr} = \Delta \dot{S} = \dot{m}_1 \Delta s_1 + \dot{m}_2 \Delta s_2 \tag{11.25}$$

现在我们将计算只源于有限温差的$\dot{S}_{irr}$，并把流体作为简单的纯单相可压缩物质。因为 $ds = dh/T$(其中 h 是比焓)，对于理想气体或不可压缩的液体，稳态条件下运行的换热器内的流体 1 的熵的变化可表示为

$$\dot{m}_1 \Delta s_1 = \int_i^o \left(\frac{\dot{m} dh}{T}\right)_1 = \int_i^o \left(\frac{\dot{m} c_p dT}{T}\right)_1 = (\dot{m} c_p)_1 \ln \frac{T_{1,o}}{T_{1,i}} \tag{11.26}$$

类似地，换热器内流体 2 的熵的变化为

$$\dot{m}_2 \Delta s_2 = (\dot{m} c_p)_2 \ln \frac{T_{2,o}}{T_{2,i}} \tag{11.27}$$

注意，在这里我们不必区分流体是冷流体还是热流体。而且在计算不可逆性的熵的度量时，也没必要区分。重要的是两种流体具有不同的温度。因此，冷和(或)热流体的概念将不用在此处。因而，式(11.25)可重写成下面的形式。

$$\dot{S}_{irr} = \sum_{j=1}^{2} \dot{m}_j \Delta s_j = \dot{m}_1 c_{p,1} \ln \frac{T_{1,o}}{T_{1,i}} + \dot{m}_2 c_{p,2} \ln \frac{T_{2,o}}{T_{2,i}} \tag{11.28}$$

因为流体的温度不同($T_{1,i} \neq T_{2,i}$，即 $T_{1,o} \leq T_{1,i}$ 且 $T_{2,o} \geq T_{2,i}$，或者 $T_{1,o} \geq T_{1,i}$ 且 $T_{2,o} \leq T_{2,o}$)，式(11.28)中的两项具有相反的符号。这里必须重申两个重要的热力学观点。首先是，两种流体具有不同的温度远比哪一个定义为热流体和哪一个定义为冷流体重要得多。这是因为热、冷二分法是由惯例引入的。在换热器中，如将要在后面展示的(参见 11.4.3 节)，同一流体沿某些流动长度可更换冷、热流体侧的角色。因此，在本章中，作为一个原则，只要考虑的是一般情况，*即两流体中的任何一个可为热的或冷的，我们将称一个流*体为流体 1 或流体 2。如果要指定一流体为具有较高或较低温度(例如,对一给定的特殊例子)，我们将把在入口处具有比另一流体更高温度的流体作为

热流体。其次，在本章提倡的更加先进的热力学分析涉及熵的概念。因此，它不仅涉及温差，还涉及温度比和热力学温度与熵差的乘积[见式(11.28)或式(11.53)]。这样，对与熵及以后的㶲有关的所有温度的热力学温度(K)的应用应引起一定的关注。为强调这一点，作为一个规则，在本章中，我们应用热力学温度，而不是通常用的摄氏温度。

绝热条件下，热接触的两流体流之间的换热量等于各自的焓变量(见第二和第三章)。

$$q = \dot{m}_1 \Delta h_1 = \dot{m}_2 \Delta h_2 \tag{11.29}$$

为了更清楚起见，我们把流体1作为热流体，流体2作为冷流体。因而，式(11.29)中的冷、热流体的焓变分别是 $\Delta h_h = c_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o})$，$\Delta h_c = c_{c,h}(T_{c,o} - T_{c,i})$。将式(11.28)和式(11.29)中的下标1和2变为 h 和 c，合并它们并重新整理，我们有

$$\frac{\dot{S}_{irr}}{q} = -\frac{1}{T_{h,lm}} + \frac{1}{T_{c,lm}} = \frac{T_{h,lm} - T_{c,lm}}{T_{h,lm} T_{c,lm}} \tag{11.30}$$

其中

$$T_{h,lm} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{\ln \dfrac{T_{h,i}}{T_{h,o}}} \qquad T_{c,lm} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{\ln \dfrac{T_{c,o}}{T_{c,i}}} \tag{11.31}$$

这里 $T_{h,lm}$ 表示用进出口温度 $T_{h,i}$ 和 $T_{h,o}$ 定义的热流体的对数平均温差。$T_{c,lm}$ 可用类似方法定义。相反，冷、热流体的算术平均温度是 $T_{h,m} = (T_{h,i} + T_{h,o})/2$ 和 $T_{c,m} = (T_{c,i} + T_{c,o})/2$。换热器内的冷、热流体的对数平均温差由式(3.172)给出。

熵产与流体之间的温差有关。式(11.30)是把换热器作为整体给出的。在局部范围内，熵产与局部的温差有关[例如式(11.15)]。因此两种流体的平均温度的差值[式(11.30)的分子]直接影响着换热器内呈现的不可逆程度的熵的衡量。这样，通过减小两流体间的温差，可减少给定换热量的换热器的不可逆性，从而提高换热器的效率 ε[⊖]。与两流体间具有较大温差的一个换热器(对同样的换热量)比较，具有两流体间存在较小温差特点的换热器在给定的系统内产生小的不可逆性。因为不可逆的熵衡量方法与热力系统效率直接相关(见第11.6.5节)，这一结论导致关于不可逆源对整体系统效率的可能的不利影响的预期结论。

像在式(11.28)中用熵产表示的热力学不可逆性可以用换热器热力设计参

⊖ 注意式(3.172)的对数平均温差 ΔT_{lm} 正比于 $(T_{h,lm} - T_{c,lm})$。因此，一个 ΔT_{lm} 的较小的值意味着换热器的 ε 的较大的值。

数描述一样。根据式(3.44)和式(3.56)中换热器效率和热容量比的定义，以及 $C_1=C_{min}$，我们可以证明

$$\frac{T_{1,o}}{T_{1,i}}=1+\varepsilon(\vartheta^{-1}-1)=1-P_1(\vartheta^{-1}-1)$$

$$\frac{T_{2,o}}{T_{2,i}}=1+C^*\varepsilon(\vartheta-1)=1+R_1P_1(\vartheta^{-1}-1) \tag{11.32}$$

其中，$\vartheta=T_{1,i}/T_{2,i}$，表示入口温度比。代入式(11.28)中，即有

$$\frac{\dot{S}_{irr}}{C_{max}}=S^*=C^*\ln[1+\varepsilon(\vartheta^{-1}-1)]+\ln[1+C^*\varepsilon(\vartheta-1)] \tag{11.33a}$$

$$\frac{\dot{S}_{irr}}{C_2}=S^*=R_1\ln[1+P_1(\vartheta^{-1}-1)]+\ln[1+R_1P_1(\vartheta-1)] \tag{11.33b}$$

其中，当 $\vartheta\neq1$ 时，$\dot{S}_{irr}\neq0$；当 $\vartheta=1$ 时，$\dot{S}_{irr}=0$。注意，如式(11.33)最左边项所表示的，选用 C_{max} 或 C_2 对 $\dot{S}_{irr}$ 量纲为一化，是选择通用性的描述。当入口温度的比值是1时，熵产为零。对相同的入口温度比、热容量比 C^* 或 R_1 以及 *NTU*，不同流动布置的熵产[式(11.33)]是不同的(Sekulic,1990b)。这是因为不同的流动布置[固定的 *NTU* 及 C^*(或 NTU_1 和 R_1)的值]形式下的换热器的效率 ε 不同。需要强调的是，式(11.33)中的熵产的控制体积[参见式(11.25)]涵盖了换热器芯体或通过入口(出口)端的基体。因此，对一具有任何流动布置的换热器通过采用合适的 ε—*NTU* 或 *P*—*NTU* 公式，式(11.33)的 S^* 表达式总是成立的。式(11.33)的其他一些特点将在11.4.1节中讨论。

11.3.2 和流体掺混有关的熵产

换热器内的流体掺混引起热力不可逆性和产生熵，导致换热过程热力学效率的降低，进而降低换热器有效度。一般来说，具有不相似的组分和(或)状态变量的流体之间的掺混是一个不可逆的过程。这些不相似性可能是机械方面的(压力梯度)、热力方面的(温度梯度)和(或)化学方面的(化学势)。和掺混相关的熵产取决于掺混流体之间的差别程度。

和掺混过程相关的不可逆性源于①不同物质的分子混合过程；②相同或不同物质或混合物质内之间的能量交换；③周围的环境和混合物质之间的热交换；④粘性消散作用。

对很多换热器的分析，掺混过程中的两个或更多个流体流之间的热差别(取决于每种流体侧的横向温度梯度)是主要关注的对象。例如，在交叉流换热器中，两种流体之间的传热会导致在任何给定流动横截面上的局部温度不均匀性的存在。然而，通过没有隔离流道(即掺混流体侧)的流体的流动具有重要的特征。这种不受限制的掺混削弱了在给定的混合流体截面上的温度的不均匀性，也破坏

了可用热势。这确实是一种不可逆现象，并且会导致相应熵的增加。这种热力学上不利过程的实际后果是使得通道的截面上的流体局部温度变得均等化，最终导致在流体出口表现出的减弱的加热或冷却效果。这样，对应的温度有效度(或者换热器的有效度)也被降低了。

让我们考虑如图 11.4a 所示的一流体从右向左流过管道时的掺混过程。分析的目的是通过非常简单的方法确定相应流体掺混的熵产。这种情况在换热器中经常见到。例如，如图 11.4b 中所示，在出口管箱，相同流体的不同股流动在与外界绝热的情况下发生掺混。在换热器的芯体区，一掺混流体与另一掺混或不掺混流体交换热量。在考虑的控制体积内，传热和掺混明显地同时(对不掺混-掺混的情况，如图 11.4c 所示)发生使得我们很难得到掺混对总的不可逆性的单独贡献。这就是为什么我们归纳为更一般情况的数学描述，而在下面考虑一个只有掺混的情况的原因。

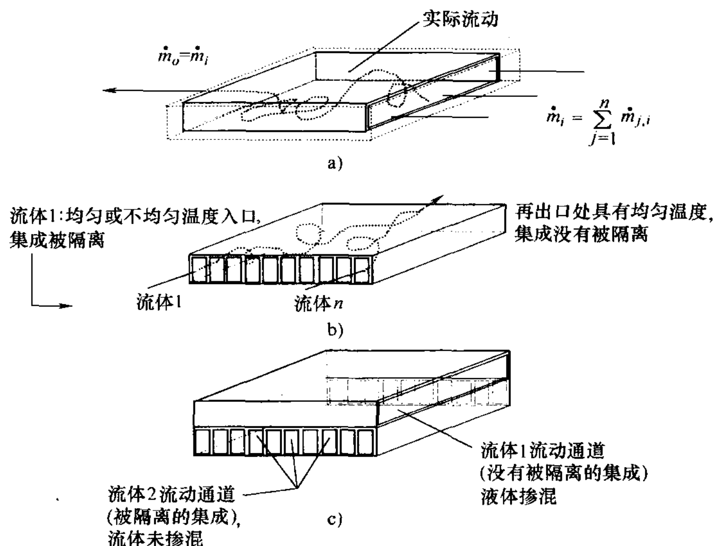


图 11.4 流体混合的流动通道

a) 流体混合的通道或管道 b) 混合的出口 c) 存在(不存在)流体混合的相邻通道

一掺混流体(图 11.4a 中的流体 1)流经通道的同时伴随在垂直于总的流动方向上的掺混。为了明确起见(但不可避免的降低严格性)，让我们假设流体与环境所形成的热交换可以模拟入口处的 n 股实际掺混流体之间的传热，它们在出口处融合成一股混合流体。在流体 1 的整个流动的控制体积下，质量流速、能量或焓流速，以及熵流速的平衡方程(连续、能量和熵方程)如下。

连续方程
$$\dot{m}_o - \sum_{j=1}^{n} \dot{m}_{j,i} + \frac{\mathrm{d}m_{cv}}{\mathrm{d}\tau} = 0 \tag{11.34}$$

能量方程
$$\dot{m}_o h_o - \sum_{j=1}^{n} \dot{m}_{j,i} h_{j,i} - \sum_{j=1}^{n} q_j + \frac{\mathrm{d}E_{cv}}{\mathrm{d}\tau} = 0 \tag{11.35}$$

熵方程
$$(\dot{m}s)_o - \sum_{j=1}^{n} (\dot{m}s)_{j,i} - \sum_{j=1}^{n} \left(\frac{q}{T}\right)_j + \frac{\mathrm{d}S_{cv}}{\mathrm{d}\tau} = \dot{S}_{irr} > 0 \tag{11.36}$$

其中，q_j，$j=1$，n 代表实际流束（沿着对应的流道具有平均的单独整体温度 T_j）和环境（另一侧流体）之间的等价的换热量。注意式（11.36）中的$\dot{S}_{irr}>0$ 是实际系统的热力学第二定律的体现。

对于稳态流动，式（11.34）~式（11.36）简化为[⊖]

$$\dot{m}_o = \sum_{j=1}^{n} \dot{m}_{j,i} \tag{11.37}$$

$$\dot{m}_o h_o = \sum_{j=1}^{n} \dot{m}_{j,i} h_{j,i} + \sum_{j=1}^{n} q_j \tag{11.38}$$

$$(\dot{m}s)_o = \sum_{j=1}^{n} (\dot{m}s)_{j,i} + \sum_{j=1}^{n} \left(\frac{q}{T}\right)_j + \dot{S}_{irr} \tag{11.39}$$

如果考虑局部温度沿流动长度的变化，实际上需要把平衡关系写成微分形式并沿着流体路径对它们积分。这些关系式的形式将取决于实际换热条件。为了只考虑掺混作用的影响，我们考虑绝热掺混情况。

具有实际意义的最简单的物理情况对应于换热器的管箱（连接处）或者可以忽略传热量 q 的部件（实际的例子如在 TEMA　J 型换热器的出口处，如图 11.6 所示）处的条件。在这种绝热情况下，式（11.38）和式（11.39）可以简化为

$$\dot{m}_o h_o = \sum_{j=1}^{n} \dot{m}_{j,i} h_{j,i} \tag{11.40}$$

$$\dot{S}_{irr} = (\dot{m}s)_o - \sum_{j=1}^{n} (\dot{m}s)_{j,i} = \sum_{j=1}^{n} \Delta(\dot{m}s)_j \tag{11.41}$$

对于简单的可压缩物质，对每股流体的$\dot{m}_j \Delta s_j$，运用式（11.26）中的表达式，式（11.41）的$\dot{S}_{irr}$就可化为

$$\dot{S}_{irr} = \sum_{j=1}^{n} (\dot{m}c_p)_j \ln \frac{T_o}{T_{j,i}} \tag{11.42}$$

因此，对均匀的入口温度（$T_{j,i}=T_i=T_o, j=1,n$），$\dot{S}_{irr}=0$，如果存在热差别（即温度不均匀 $T_{j,i}\neq T_o$），$\dot{S}_{irr}\neq 0$。例如，在 1-2　TEMA　J 型管-壳式换热器的

⊖　q_j 没有在图 11.4 中表示出。

出口(如图 11.6 所示,这里 $T_o = T_{1,o}$,记 $T_{j,i}$为 $T_{1,o}'$和 $T_{1,o}''$),流体 1 的两股流动的掺混就是不可逆性的一个来源,因为壳侧流体(流体 1)在离开区域 A 和 B 时的出口温度是不相同的。

从式(11.42)可以很明显地看出,当混合几股流体时,即使是同一流体,如果存在热差别,那么由掺混导致的熵产就不可能等于零。掺混过程实际上消除了局部温差的存在,因此它是一种固有的不可逆过程。不管掺混过程中对环境(或另一流体)的热传递存在与否,这一结论都是正确。由此,在换热器芯体内或管箱内具有任何流体掺混的换热器的效率要比相同的设计参数下没有混合的换热器的效率低。

11.3.3 流动阻力引起的熵产

第 6 章讲过换热器内流体的压降和流体的泵功 $\mathscr{P}$的重要性。流体压降的一个重要部分就是流体流经换热表面时的流体阻力。本节我们推导和流动阻力相关的不可逆性。由于以管道或箱体的进出口为边界划分控制体积,分析过程中就要考虑表面摩擦和在许多换热器中具有重要作用的形状阻力的贡献。

为了确定只由流体阻力引起的不可逆性,让我们假设流体流经具有任意形状截面的流道。流动只是由流动路径上的两点的压力差所引起。这种流动的熵产就等于流动路径上的两点处的熵的变化,比如说入口和出口之间。如果焓变对于熵的变化的影响可以忽略(稳态绝热流动),那么应用 $T\mathrm{d}s$ 的关系式:$\mathrm{d}h = 0 = T\mathrm{d}s + v\mathrm{d}p$(其中,$s$ 和 v 分别是比焓和比体积),熵的变化如下。

$$\int_i^o \mathrm{d}\dot{S} = \int_i^o \dot{m}\mathrm{d}s = -\int_i^o \dot{m}\frac{v}{T}\mathrm{d}p \tag{11.43}$$

对于理想的气体流动,式(11.43)简化为

$$\dot{S}_{irr} = \Delta\dot{S} = -\dot{m}\overline{R}\int_i^o \frac{\mathrm{d}p}{p} = -\dot{m}\,\overline{R}\ln\frac{p_o}{p_i} = -\dot{m}\,\overline{R}\ln\left(1-\frac{\Delta p}{p_i}\right) = \dot{m}\,\overline{R}\ln\left(1+\frac{\Delta p}{p_o}\right) \tag{11.44}$$

其中,压差 $\Delta p = p_i - p_o \geqslant 0$。

对不可压缩的流体(液体)的流动,非绝热条件下流体阻力引起的熵产,如 London 和 Shah 在相关著作中讨论的那样,可表示如下。

$$\dot{S}_{irr} = \frac{-\dot{m}\int_i^o v\mathrm{d}p}{T_{lm}} = \frac{\Delta p}{\rho}\dot{m}\frac{\ln\dfrac{T_o}{T_i}}{T_o - T_i} \tag{11.45}$$

在式(11.44)和式(11.45)中,我们有,当 $\Delta p = 0$ 时,$\dot{S}_{irr} = 0$,$\Delta p \neq 0$ 时,$\dot{S}_{irr} \neq 0$。因此,在换热器中,$\Delta p > 0$,由流体阻力引起的熵产就永远不等于零。在具有两流体的换热器中,两流体的每一流体的不可逆性贡献都要考虑[即需要计算如式

(11.44)或式(11.45)的两项]。

11.4 热力不可逆性和温度交叉现象

在11.3.1节中，我们已经证明在换热器内的有限温差下的传热必然伴随着熵产。此熵产是换热器的设计参数的函数[见式(11.33)和问答题11.11]。现在让我们探索将换热器的传热和设计参数与换热器的性能联系起来。

11.4.1 最大熵产

让我们以作为设计参数的函数的符号的形式重写式(11.33)如下。

$$\frac{\dot{S}_{irr}}{C_{\max}} = S^* = f(C^*, \varepsilon, \vartheta) = f(C^*, NTU, \vartheta, \text{流动布置}) \tag{11.46a}$$

$$\frac{\dot{S}_{irr}}{C_2} = S^* = f(R_1, P_1, \vartheta) = f(R_1, NTU_1, \vartheta, \text{流动布置}) \tag{11.46b}$$

式(11.46)中的第二个等式是将式(3.50)考虑在内得到的。因此S^*是热容量比、NTU、入口温度比，以及流动布置的函数，图11.5表示有着相同的热容量的流体($C^* = 1$)且入口温度比为0.5(即$\vartheta = 0.5$)的逆流和顺流布置下的关系式。可以证明在其他众多的流动布置形式下的相应曲线应该在这两种极限情况之间，如图11.5所示(Sekulic,1999b)。需要强调的是这些曲线(顺流除外)都有一个明显的极大点，这在下面还要解释。对于NTU较小的换热器，当$NTU \to 0$时，熵产的幅度趋向于零($S^* \to 0$)。这确实是一个预期的结果，因为当$NTU = 0$，没有传热，这是因为$UA = 0$，尽管有温度势的存在(由给定的入口温度差表示)。另一方面，如果$NTU \to \infty$，沿着换热器温差趋向于最小的可能值(即对逆流换热器，当$C^* = 1$时，$\Delta T = 0$)。结果是S^*减小至一渐进值(对逆流换热器，当$C^* = 1$时，此值为零)。因此，两端有最小值的曲线会在$0 < NTU < \infty$的区间上有一个最大值。

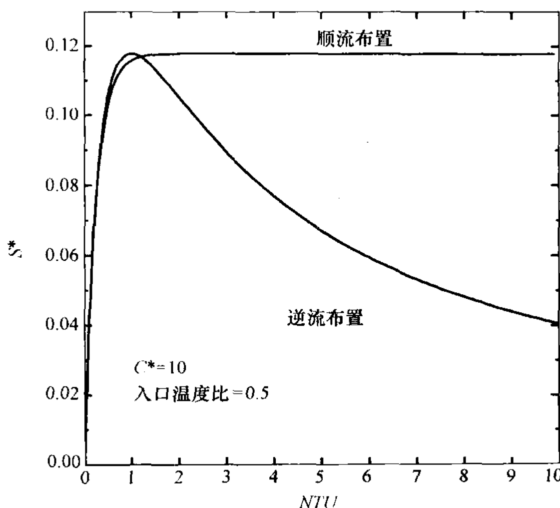


图11.5 当$C^* = 1$时，顺流和逆流换热器的熵产

对于只有一个最大 S^* 值的许多流动布置，此分析可以给出以下结论[包含逆流但不包含顺流(Sekulic,1990a)；参见 11.4.3 节中的例外情况；对其他的例外情况，参考 Shah 和 Skiepko(2002)]。

$$\frac{\partial S^*}{\partial NTU}=\begin{cases}>0,\ \text{在小的}\ NTU\ \text{处} & \lim\limits_{NTU\to 0} S^*=0\\ =0,\ NTU=NTU^* & S^*=S^*_{\max}>0,\ \text{当}\ NTU=NTU^*\\ =0,\ \text{在大的}\ NTU\ \text{处} & \lim\limits_{NTU\to\infty} S^*=S^*_{\min,\infty}\geqslant 0\\ <0,\ NTU^*<NTU<\infty & \end{cases} \tag{11.47}$$

式(11.47)隐含换热器的不可逆性行为的一个最有趣的特点是对于有限尺寸的换热器在 NTU^* 处至少有一个最大的熵产值 S^*。

让我们确定 NTU^* 的值和在此工作点的相应的效率(可对定义为 NTU_1 的传热单元数和相应的温度有效度 P_1 作同样的工作)。最大熵产的条件为[⊖]

$$\frac{\partial S^*}{\partial NTU}=0 \quad \text{当}\ NTU\,|_{S^*_{\max}}=NTU^* \tag{11.48}$$

对式(11.33)进行如式(11.48)所示的计算，可证明(参见问题 11.13)熵产取得最大值的条件为[⊖]

$$\varepsilon\,|_{S^*_{\max}}=\frac{1}{1+C^*}\ \text{或者}\ P_1\,|_{S^*_{\max}}=\frac{1}{1+R_1} \tag{11.49}$$

注意，式(11.49)同式(3.114)的相应的关系式是等价的。因此，换热器取得最大不可逆时的传热单元数同发生外部温度交叉时的 NTU 的极限值($=NTU^*$)是完全等同的。在此工作点处，两流体的出口温度是一样的。因此，超过此点，$NTU>NTU^*$，将会出现温度交叉，热流体的出口温度会比冷流体的出口温度还低。正如 3.2.3 节和 3.6.1.2 节中所定义的，温度交叉是从换热器中冷、热流体分布的假想的或实际的交叉得到的。如果换热器内冷、热流体温度分布之间并没有真正的温度交叉，且 $T_{c,o}>T_{h,o}$，我们把这种情况称为外部温度交叉，例题 3.2 中的交叉流流动换热器中的温度分布，以及图 3.17a 中高 NTU 下的 1-2 TEMA E 型换热器都属于这种情况。如果在换热器中真正存在冷、热流体温度分布的交叉，我们称之为内部温度交叉。在内部温度交叉中有两种可能情况：①$T_{c,o}>T_{h,o}$(如图 3.17b 所示的高 NTU 下的 1-2 TEMA E

⊖ 可证明当 $NTU=NTU^*$ 时，$\partial^2 S^*/\partial NTU^2<0$(Sekulic,1990a)。

⊖ 用 ε 和 C^* 表示的 NTU 的显式表达式只适用于有限数量的流动布置，它们列在表 3.4 中。对这些布置，关于 C^* 的 NTU^*(在 S^* 处的 NTU)的显式公式可在式(11.49)中用 ε 代替 $S^*_{\max}$ 得到。关于逆流和顺流换热器的相关公式参见 Sekulic 的相关著作。

型换热器)；②$T_{c,o,local}>T_{h,o,local}$，其中，下标“*local*”表示换热器的一流体侧或两流体侧的多个出口中的一个(如图11.6中1-2　TEMA　J型管壳式换热器的温度分布图11.7所示)。注意没有内部温度交叉可能会有外部温度交叉(例如在逆流换热器中,如在例题3.2中所示的温度分布)。让我们在接下来的两小节中进一步讨论外部和内部温度交叉的含义。

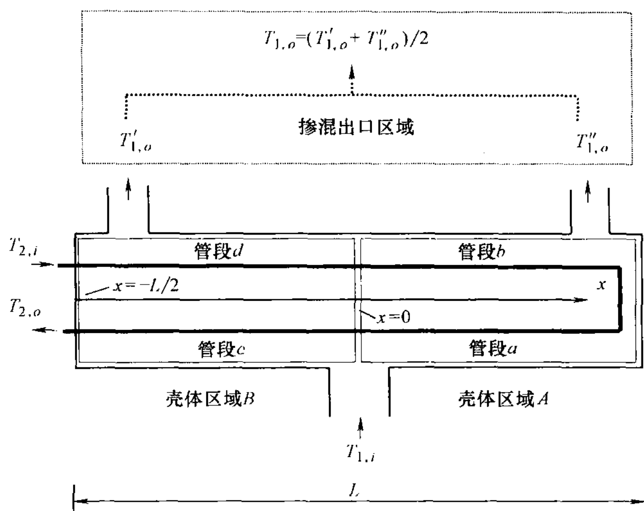


图11.6　1-2　TEMA　J型管壳式换热器的示意图

11.4.2　外部温度交叉和流体掺混的类比

从11.4.1节中得到的结果[即对式(11.49)的物理意义的理解和出口温度的等同性与最大熵产之间的关系]将会导出另一种有趣的类比。这种类比可由研究具有量纲形式的式(11.49)给出解释。

首先，让我们重新验证(又可参见3.6.1.2节)由式(11.49)表示的运行情况下的出口温度等同性的结论。通过引用换热器的有效度[式(3.44)]和热容量比[式(3.56)]的定义，重写式(11.49)如下。

$$\frac{T_{1,o}-T_{1,i}}{T_{2,i}-T_{1,i}}=\frac{1}{1+\dfrac{(T_{2,i}-T_{2,o})}{(T_{1,o}-T_{1,i})}} \tag{11.50a}$$

简化此方程得到

$$T_{1,o}=T_{2,o}=T_o \tag{11.50b}$$

所以，式(11.50)证实式(11.49)对应于换热器的两流体的出口温度的等同性。现在让我们利用式(11.50)得到的结论，保持热容量比不变，以显式的方式重写

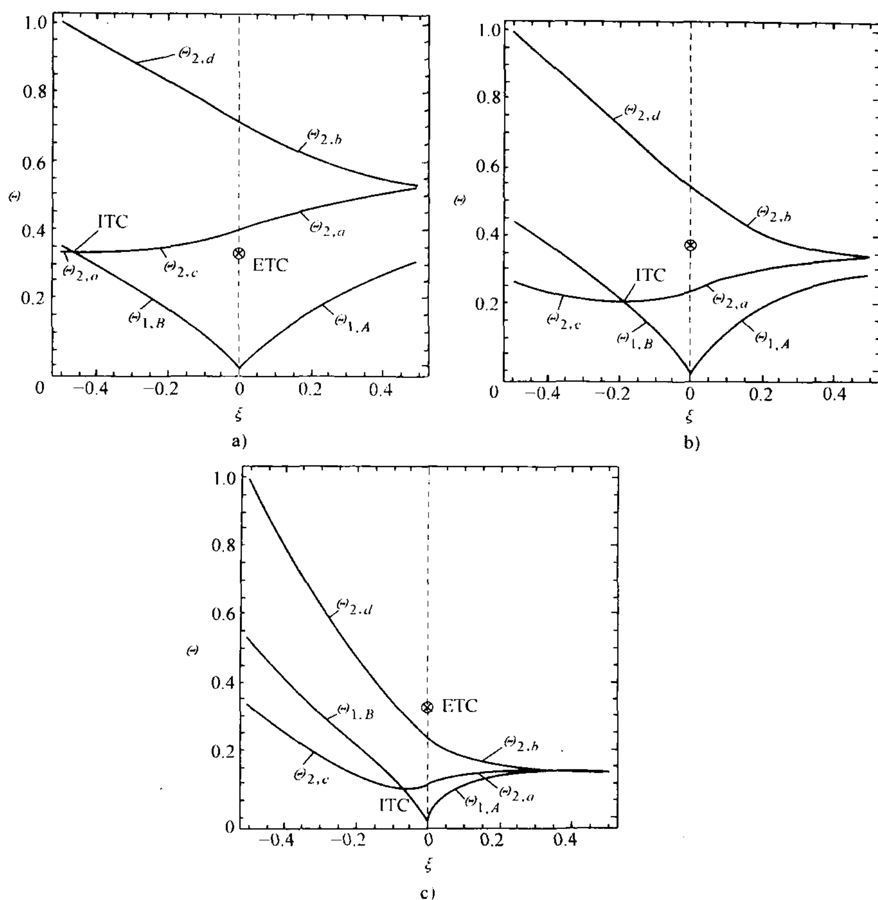


图 11.7 1-2 TEMA J 型管壳式换热器中的温度分布(摘自 Kmecko,1998)

a) $NTU_1=0.87$ b) $NTU_1=1.83$ c) $NTU_1=5.00$

注：热容量 $R_1=2$。横坐标的 ξ 的值略微超过了 ±0.5(物理端点)是为了更好的显示曲线端点的纵坐标的值

式(11.49)。

$$\frac{T_o-T_{1,i}}{T_{2,i}-T_{1,i}}=\frac{1}{1+\dfrac{C_1}{C_2}} \tag{11.51a}$$

所以有

$$(C_1+C_2)T_o=C_1T_{1,i}+C_2T_{2,i} \tag{11.51b}$$

式(11.51)清楚地表示出和前面相同的结果，但这次可以被解释为这个结果是两流体(热容量是 C_1 和 C_2,入口温度是 $T_{1,i}$和 $T_{2,i}$)在非常特殊的物理情况下，

绝热掺混得到的。这种想象的掺混将导出给定的两股流体(C_1+C_2)的混合物的出口温度 T_o。由热力学知识我们知道，绝热掺混将导致存在于掺混出口的可用热能势(蕴含在流体温差中)全部被破坏。因此这个过程表现最大熵产的特点。

总之，对应出口温度相同的运行条件下的换热过程与相同两流体绝热掺混的过程具有相似性。这种相似性表明在这种运行条件下的换热器的熵产必取得可能的最大值。这也形成了外部温度交叉运行点的热力学重要性的又一个物理解释。

通过比较式(11.28)和式(11.42)，可容易证实由式(11.49)给出的结果的清楚的热力学意义，即比较由两个完全不同过程得到的熵产：①涉及的流体具有相同出口温度特点的换热器的传热过程[即 $T_{1,o}=T_{2,o}=T_o$，见式(11.28)]；②两流体的掺混过程[$T_j=T_{j,i}, j=1,2$，见式(11.42)]。发现两个物理上非常不同过程的熵产是等同的。

到此为止给出的分析清楚地表明对换热器性能有不利影响的流体的掺混的情况如何完美地纳入热力学的组成范畴。因此第3章(表3.3和表3.6)给出的换热器有效度的结果具有深刻的物理解释。现在，让我们阐述如何把这种热力分析方法用于理解相对复杂的换热器的流动布置的行为。而且，我们还将说明为什么这种分析会对实际设计如此重要。

11.4.3　对1-2　TEMA　J型管壳式换热器的热力分析

在前面(3.6.1.2节)已经强调过，一般的换热器的设计要求是传热只能从一种流体传到另一种流体，而不是相反方向，然而在一些换热器中相反方向的传热可以发生。例如，考虑图11.6的1-2　TEMA　J型管壳式换热器。由于温度交叉的存在使得第二管段的换热面积的增加并不能对其换热产生明显的改变。注意，我们在3.6.1.2中基于假设(在那里不是用解析的方法推出)的温度分布得到这一结论。在这一章中(见11.4.2节)，我们通过温度分布提供对这一不利现象的热力学解释。

我们已经详细地阐述了如何确定温度分布及由此估计局部温差和掺混对换热器性能的影响。现在让我们说明内部温度交叉如何导致在 P_1—NTU 或 ε—NTU 结果中出现的特别现象。对于给定的热容量比值，随着 NTU_1 的增大，温度有效度 P_1 的值将达到最大值，如果继续增大 NTU_1，将导致 P_1 减少，而不是我们想象的继续增大[⊖]。这种特性在图3.16中已经阐明。图11.7和图11.8概括了这种换热器的热力学分析的结果。这种分析既包含热力学第一定律也包含热力学第二定律。这种方法简单明了。先是运用热力学第一定律确定温度和换热量的分布(如图11.7和图11.8a所示；问答题11.1中的模型)。然后利用热力学第一和第

⊖　对 n 程($n>2$)板式换热器和复杂流动布置，其 P_1—NTU_1 曲线也表现出不同的和意想不到的特性。

二定律确定熵产[参见 11.3.1 节和式(11.33)]。

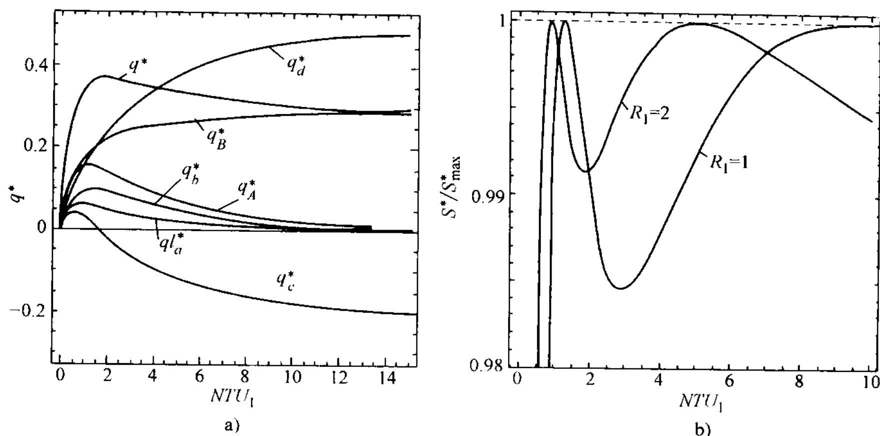


图 11.8 1-2 TEMA J 型管壳式换热器(摘自 Kmecko,1998)

a) 换热量($R_1=2$) b) 量纲为一熵产率($R_1=1$ 和 2,$\vartheta=2.0$)

注:NTU_1 轴的值略微超过了 0 点是为了更好的显示和 y 轴分离的曲线端点

图 11.7 所示的是 $R_1=2$ 时,NTU_1 分别取 0.87、1.83 和 5.0 时的三个温度分布。图 11.8 给出关于量纲为一换热量的相应分布(总的,和图 11.6 中所示的换热器不同管段以及壳侧区域(A 和 B)的换热量分布)和熵产的数据。为了展示这一分析方法,让我们考虑来自 Kmecko 相关著作的结果的一个例子。

例 11.4 对于一个 1-2 TEMA J 型换热器,计算温度交叉的个数,并解释对有限大的 NTU,存在最大效率的意义。所考虑的工况定义为,$R_1=2$ 和 NTU_1 在 0.87~5.0 范围中取值。入口温度比为 2。

求解:

已知数据和简述:图 11.6 给出 1-2 TEMA J 型管壳式换热器的示意图。热容量比是 $R_1=2$,NTU 的取值范围是从 0.87~5.0。入口温度比 $\vartheta=2.0$。

确定:这一换热器的温度交叉的次数和解释对有限大的 NTU 存在最大效率。

假设:在第 3.2.1 节中列出的那些假设。

分析:这一换热器的数学模型(关于模型建立,研究问题 11.1)的解给出管侧和壳侧流体的温度分布。求解方法可以是本章前面讨论的拉普拉斯方法,或者第 3.11 节提到的其他合适的方法。对固定热容量比($R_1=2$)和三个 NTU_1 值,其分布以图形的方式由图 11.7 给出。三个 NTU_1 的值分别对应着下面三个特殊情况①较小 NTU 的出口温度等同性[当 $NTU_1=0.87$ 时换热器出口温度发生第一次交叉($T_{1,o}=T_{2,o}$)];②最大温度有效度($P_{1,max}$ 发生在 $NTU_1=1.83$ 处);③较大 NTU_1 的换热器的出口温度等同性(当 $NTU_1=5.0$ 时换热器出口温度发生第二次

交叉，$T_{1,o}=T_{2,o}$）。在这三种情况中都有内部温度交叉。

在图11.7a中的温度分别对应于$R_1=2$，$NTU_1=0.87$的运行点。流体2的量纲为一温度沿着两管程（图11.6中管段$d \to b \to a \to c$，及11.7a中的$\Theta_{2,d} \to \Theta_{2,b} \to \Theta_{2,a} \to \Theta_{2,c}$）减小，当到达流体出口处，量纲为一温度取值$\Theta_{2,o}$（相应的有量纲值是$T_{2,o}$）。这种运行条件下，流体2的出口温度正好等于流体1的出口的两股流动掺混后的平均混合温度[即$T_{1,o}=(T_{1,o}'+T_{1,o}'')/2$，或者用量纲为一的形式表示为$\Theta_{1,o}=(\Theta_{1,A,o}+\Theta_{1,B,o})/2$]。为了强调，对图11.7a中的$R_1=2$，$NTU_1=0.87$的情况，$\Theta_{2,o}=\Theta_{1,o}$或者是$T_{2,o}=T_{1,o}$。注意，流体1的量纲为一（壳侧流体）温度沿两壳侧区域（A和B）的变化（增加）符合图11.7a中（$\Theta_{1,A}$和$\Theta_{1,B}$）给出的分布。因此，这一运行条件对应于相等的出口温度，即外部温度交叉的出现（ETC）。另外，内部（或实际）温度交叉（ITC）发生在区域B的ITC点$\Theta_{1,B}=\Theta_{2,c}$。注意，流体1的温度有效度是$P_1=\Theta_{1,o}$，$P_2$由$P_2=P_1R_1$计算得到。

如果NTU_1从0.87增加到1.83，就会到达另一个新的运行点。这种条件下，温度分布将变成如图11.7b所示的情形。这个图形展示了流体2的量纲为一温度（$\Theta_{2,c}$）在管段c的第二部分特殊的增加现象：取代减小趋势，起始的管侧热流体2的量纲为一（或有量纲）温度增加。这是由于在图11.7b中的ITC点左侧发生了反向换热。正如预期的，所形成的流体1的出口温度要比图11.7a中给出的运行点处的要高。这就说明流体1的温度有效度从$P_{1,a}(=\Theta_{1,o,a})$增加到了$P_{1,b}(=\Theta_{1,o,b})$（下标a和b分别代表具有$NTU=0.87$和1.83的图11.7a和图11.7b的情况）。如果我们继续增加传热单元数，比如说，从1.83增加到5.0（图11.7c），流体2的量纲为一温度$\Theta_{2,c}$在管段c的增加就非常明显（图11.7c中的$\xi=-0.5$处的$\Theta_{2,c}$）。在两个壳侧区域里，壳侧流体的温度继续增加，但在B区域里增加得更显著，如图11.7c中的$\Theta_{1,B}$。然而图11.7c中的$\Theta_{1,o}[=(\Theta_{1,A,o}+\Theta_{1,B,o})/2]$要比图11.7b中的$\Theta_{1,o}$小。因此，流体1的温度有效度也比图11.7b中的相应的值小。这表明随着NTU_1从1.83逐渐增大，温度有效度从$NTU_1=1.83$和$R_1=2$处的最大值逐渐减小，如图11.8a中的$q^*(=P_1)$—NTU_1曲线所示。为了更好地理解这种特性，现在让我们考虑各种壳侧区域和不同的管段的换热器内的换热量的分布，如图11.8a所示。

有意思的是从图11.8a可以发现，随着NTU_1的增加，总的量纲为一换热量$q^*=q/[(mc_p)_1(T_{2,i}-T_{1,i})]=P_1$先是增加，然后在$NTU_1$为1.83时达到最大值，$NTU_1$继续增加时，它便下降。在达到最大换热量之后再增加换热器的换热面积就会使两流体之间的换热量下降。这是为什么呢？这个换热量的分量被列出在同一个图中（图11.8a），既有壳侧流体（区域A和B）又有管侧流体（管段从a到d），用q^*和相应的下标表示它们。从此图中，可以清楚地看出只有管段d（第一个管程的入口段）对换热器性能有贡献，这是由于在NTU_1增加的方向上，量

纲为一换热量的斜率为正。a 和 b 管段对换热的贡献迅速减小，而 c 段的换热变为相反方向，且沿负方向增大。因此，对于本例，超出 $NTU_1=1.83$ 的范围时，在换热器大的区域上，实际上没有实现设计的原始目标，即对大的 NTU_1 值，有 q 随着 P_1 的增大而增大。

讨论和注释：所分析的换热器中的这种特性可以从熵产的角度解释。对于这个换热器，对给定的 NTU_1 和 $R_1=1$ 及 2，利用 $\vartheta=T_{1,i}/T_{2,i}=2.0$ 时的式(11.33)和表 3.6 中的 P—NTU 式(Ⅲ.11)，可计算 $\dot{S}_{irr}$，结果如图 11.8b 所示。对于这个换热器来说，熵产的特点是有两个最大值和一个局部最小值。对 $R_1=1$ 和 2 的情况，两个相同的出口温度处(ETC,一个发生在小的 NTU_1,另一个发生在大的 NTU_1 处)分别对应着两个最大的熵产。在这种情况下，第一个在 $NTU_1=0.87$ 处，第二个在 $NTU_1=5.0$ 处，如图 11.8b 所示。在最大温度有效度的运行点上，换热器的熵产取得局部最小值。注意在大的 NTU_1 处的第二个最大值的存在不具有大的实际意义(一个 1-2 TEMA J 型管壳式换热器从来没有设计成具有这么大的 NTU 的单程体系)。然而，它却表明，在 $NTU_1=0.87\sim5.0$ 之间，熵产既有增大又有减小。换句话说，这使得设计大的 NTU(在所分析的例子中,大的 NTU 指 $NTU>1.83$)的换热器变得毫无热力学意义(或没有实际意义)。

前面的讨论说明了为什么在研究换热器设计的同时还要研究换热器内部的传热的复杂性和热力学分析。我们得到了很现实的结论。在大的 NTU 时，管段 a 和 b 对于换热过程实际上没有贡献，而管段 c 则有反向传热。如果仅仅将换热器作为一个黑体进行设计的研究是不会得到这样的结论的。当然，管壳式换热器没有设计成 $NTU>1.5$，且具有单壳程的。

通过对第 3 章中给出的换热器的 ε—NTU 曲线以及摘自 Shah 和 Pignotti 相关著作的其他流动布置形式的 ε—NTU 曲线的观察，我们发现以下有趣的现象。

1) 如果只有一个外部温度交叉(比如,在逆流换热器中)，或者通过改变原来的流动的布置情况(比如,将图 3.17b 改成图 3.17a 的布置)使得只有一个外部温度交叉可以被发现，那么换热器的有效度就会随着 NTU 的增加而继续单调增加。

2) 如果外部温度交叉不能被消除[由于换热器的几何尺寸(比如图 11.6 中的 1-2 TEMA J 型换热器)或者即使通过改变流动布置也不能消除]，在超过 S^*_{min} 点之后，且当 $NTU>0$ 时，随着 NTU 的增加换热器有效度会下降。对于这种换热器，它的 $\dot{S}_{irr}$—NTU 曲线有至少两个最大值，S^*_{min} 的最小值出现在两个最大值之间(图 11.8b)。

根据 Shah 和 Pignotti 的大量的 P—NTU 结果，以下的换热器会有内部温度交叉，并且对 $NTU>0$，在超过 S^*_{min} 之后随着 NTU 的增加换热器效率下降：两流体掺混的交叉流换热器，2-2、2-3 和 2-4 总体顺流 PHE，以及以下的 TEMA 管壳式

换热器：1-3 E(顺流两个通道)，1-4 E，1-2 G(总体顺流)，1-2 H(总体顺流)，1-2 J和1-4 J。

11.5 评估换热器的效率的探索性方法

正如前面几节所阐明的那样，热力学给我们提供了对不可逆程度(作为热传递品质性能指标的熵产)和热传递及不同布置的流体流动特点之间的关系的深入的理解。对详尽的定量分析，需要确定换热器内的流体的温度分布。然而，人们可以应用通过温差分布、流体掺混和流动阻力现象的定性研究所得的结论，来评价换热器的性能，甚至不需要详细的定量分析。我们用这一观点说明如何应用一简单的探索性的方法评估换热器性能(Sekulic,2003)。

我们的目的是比较具有相同的 ϑ、NTU 和 R 的成对的流动布置。目标是通过探索性的分析预测成对的两个布置的哪一个具有更佳的有效度，这一过程不需要计算有效度。让我们比较两个单通道交叉流布置①流体1不掺混，并以等同的顺序在 A 与 B 排之间连接，而流体2分裂成两股等同的单独掺混流动，如图11.9a所示；②如图11.9b所示，流体1具有颠倒的连接次序。因此，这两种布置的唯一区别是，流体1的两股流体在流体2的两排之间的连接。让我们也假设两种布置的 P_1—NTU_1 关系未知，但是两个换热器具有相同的 NTU_1 和 R_1。问题如下：两种布置哪种具有更好的性能?

为了回答这一问题，让我们记住，其他所有条件不变时，换热器内的较大温差和(或)流体的掺混不可避免地要增加热力不可逆性(即熵产)，从而降低换热器的效率。如只考虑每排中的掺混，两种安排是等同的。然而两种流动布置的局部温差是不同的，这是源于总体流动构型。因而，两个换热器具有不同的有效度。

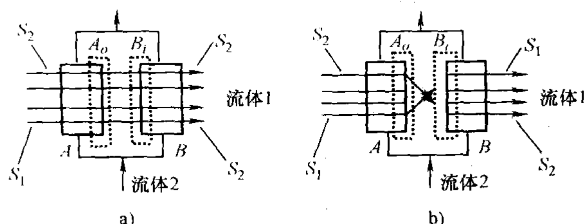


图11.9 单通道交叉流

a) 流体1不掺混并以相同的顺序连接 b) 流体1不掺混并以相反的顺序连接

注：流体2分成两股等同的单独掺混流动，流经 A 和 B 两排，流体2流动的2个出口和进口区域被标记为 A_o 和 B_i

因此，通过考虑图11.9a和b中流体1的两股横向流束 S_1 和 S_2，我们定性比较两种布置方式下局部温差的大小。在相同顺序连接方式中(图11.9a)，流束 S_1 从流体2流进第一排 A 区的位置上流出，然后从流体2流进第二排 B 区的位置上流进(这就是我们称之为相同顺序连接的原因)。流束 S_2 在第一排 A 区流出时与流

体2之间的温差要比流束 S_1 小，（这是因为，在 A 区流体2和流束 S_2 进行热交换前已经和流束 S_1 发生过热交换）。而且，流束 S_2 流进第二排 B 区的位置正好是流体2的出口位置。传热将在已有的温差下完成，该温差取决于给定的运行和设计工况。

在相反顺序连接方式中（图11.9b），流束 S_1 从流体2流进第一排 A 区的位置上流出，然后被引流到流体2离开第二排 B 区的位置上。与之相似，流束 S_2 从流体2离开第一排 A 区的位置上流出，然后被引流到流体2流进第二排 B 区的位置上。由此可见，在上述两种布置方式中，流束 S_1 在第一排 A 区中所经历的温差要比流束 S_2 大，同时流束 S_1 将在第二排 B 区的不同位置上和流体2进行热交换。因此，与相反顺序连接方式相比，相同顺序连接方式中流体1和流体2之间的热交换在第二排 B 区入口段的温差相对较小。通过对第二排（或通道）的入口处温差较小的观察，我们可以推断相同顺序连接方式的温差不可逆性较小，因此换热器的有效度较高。

以上的结论是在没有任何相应的有效度关系知识的情况下得到的；是基于对涉及的传热过程的定性分析得到的。利用 Shah 和 Pignotti 给出的合适的 P—NTU 关系式，通过计算相同的入口工作条件下的两布置的有效度，可以容易地给出简单证明。例如，如果 $NTU_1=3$ 和 $R_1=0.8$，等同顺序和颠倒次序的布置的温度有效度分别是0.7152和0.6668。对于只有不可逆性的来源不同的一对换热器来说，上面提到的结论是正确的（通道间的流体连接，掺混，在最大值处的有限温差的幅值）。

这种探索性方法应用的系统分析可以用于其他的换热器中。对于交叉流布置，已经证明即使在没有有效度关系式的封闭表达式的情况下，简单的探索性方法也可以应用。在图11.10中，对两对双通道的布置进行了比较[⊖]。不管是双通道交叉—顺流换热器还是双通道交叉—逆流布置，等同顺序连接通道（图11.10a和c）要比相应的颠倒次序的连接（图11.10b和d）具有高的有效度值。

最后，让我们考虑具有最复杂的两通道交叉—逆流布置，且两流体都不掺混并以等同顺序（图11.11a）或者以颠倒顺序（图11.11b）连接的换热器。对这些流动安排，没有关于有效度—NTU 关系的封闭解析解。当 $NTU_1=3$ 和 $R_1=0.8$ 时，这两种情况的解为①两流体以等同顺序连接（图11.11a），$P_1=0.757$；②两流体

⊖ 注意在排或流道之间的等同和颠倒顺序似乎有时以不同的方式定义（如图11.9b和图11.10b所示，两个都具有颠倒顺序）。然而，如果两流体以它们进入第一排或流道的同样顺序进入第二排或流道，那么它们被统一地定义为等同顺序；如果他们以不同的顺序进入第二排或通道（其中的一个流动从排或流道的另一端进入），我们称其为颠倒顺序。为了更明确起见，参阅第1.6.1.3和1.6.2.1节。

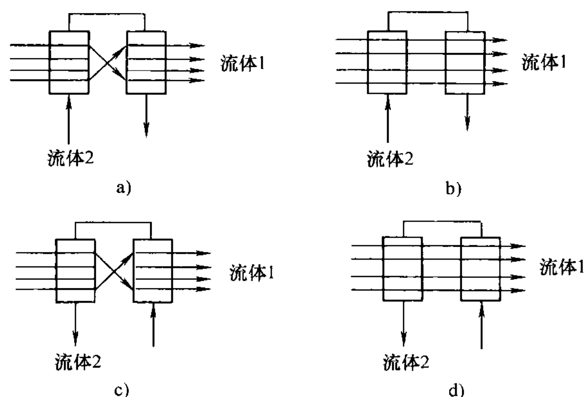


图 11.10　双通道交叉—顺流和交叉—逆流布置

a）流体 1 不掺混并以等同顺序连接的双通道交叉—顺流布置

b）流体 1 不掺混并以颠倒次序连接的双通道交叉—顺流布置

c）流体 1 不掺混并以等同顺序连接的双通道交叉—逆流换热器

d）流体 1 不掺混并以颠倒次序连接的双通道交叉—逆流布置

注：流体 2 掺混

以颠倒次序连接(图 11.11b)，$P_1=0.736$。结果是，等同顺序布置具有明显的高有效度。如果我们简单地运用上面描述的探索性分析方法，我们无需应用复杂的半解析关系式就可获得同样结论。这些在例题 11.5 中给出。

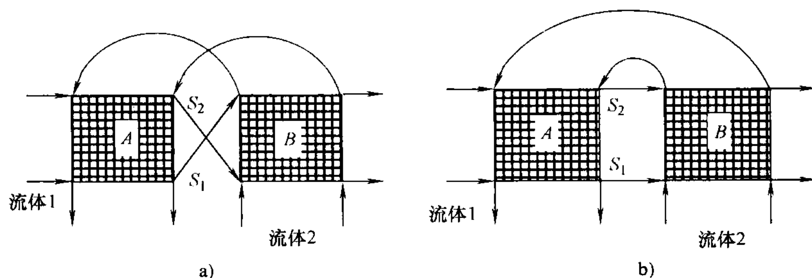


图 11.11　两流体都不掺混的双通道交叉—逆流换热器

a）等同顺序连接　b）颠倒次序连接

例 11.5　两流体都不掺混并以等同顺序连接的双通道交叉—逆流布置的流体 1 的温度有效度要高于两流体不掺混并以颠倒次序连接的双通道交叉—逆流布置的有效度，给出上述论断的经验性的推理。

求解：

已知数据和简述：两种布置的示意图由图 11.11 给出。

确定：在相同的运行条件下，两种布置中，哪种具有更高的温度有效度。

假设：假设和第3.2.1节讨论的一样。

分析：假设流体1是热流体。这样，流体1的S_1离开流道A时，其温度要比S_2的高。在等同顺序连接的情况(图11.11a)下，流体1的S_1流动(两者中的热者)在流道B的出口处与流体2相遇，在此点相应的流体2在流经通道时已经被加热过。然而，流体1的S_2(两者中的冷者)在流道B的入口处与流体2相遇，这里它具有最低的温度(流体2被假定为冷流体)。因此等同顺序(图11.11a)的连接和颠倒次序(图11.11b)的连接相比，温差更小。这是因为对于图11.11b的颠倒次序连接，流体1的S_1和S_2流动在流道B中和流体2的对应流动相遇，在相遇处和流道A相比具有相反入口或出口部分。也可以沿流体2的相邻流体作同样的分析。因此我们预期等同顺序连接要比颠倒次序连接更可取，结果已经在上面说明过。

讨论和注释：在此点关于存在掺混的观点是有理论依据的。似乎依据流体掺混对两流动布置的评价比依据局部温差更明确。一个很好的例子是递减的有效度值的顺序，比如说对给定的NTU和R值，表11.2中给出的单通道交叉流布置。例如，当$NTU_1=3$和$R_1=0.8$时，无掺混—无掺混、无掺混(流体2)—掺混(流体1)、无掺混(流体1)—掺混(流体2)和掺混—掺混的温度有效度的值分别是0.7355、0.6791、0.6655和0.6245。掺混带来的影响是很显然的。注意对于无掺混—掺混和掺混—无掺混的布置，流体1和流体2或者是掺混或者不掺混，由于$R_1=0.8<1$，很明显，具有较大热容量比的流体的掺混对于性能的恶化贡献更大。需要注意的是在复杂多通道换热器中使用探索性的方法可能会变得更加困难。然而如果运用合理，它至少会对实际性能提供指导作用。

11.6 换热器分析和优化中的能、□和成本平衡

正如本章引言中所强调的，换热器总是系统的一部分。从系统的角度，换热器的设计应当基于与定义的整个系统的优化目标完全一致的设计规范。优化目标可以应用能量流率和成本的平衡形成。如果结合热力学不可逆性的分析，这种方法称为热力经济(Bejan 等,1995)。因此换热器设计者必须注意(但不局限于)系统的能量、成本、和㶲平衡。所以这种分析不仅基于热力学第一定律的能量平衡，还要基于热力学第二定律的观点，以及经济方面的考虑。在本节中，我们简短地论述换热器的热尺寸(相应的温度分布,包括换热器性能的其他相关特点)和能量、㶲和成本平衡之间的联系。更加详细的分析可以在热系统的热力学设计和优化的书籍中找到，但这样的讨论超出了本书的范围。对这一课题感兴趣的读者可参考 Linnhoff 等和 Bejan 等的相关著作。

在9.6节中概述的换热器的优化是把换热器作为一个部件。本节中，我们将

要讨论换热器优化，其背景是换热器作为系统的一部分或者在运行过程中系统施加的约束要求的换热器热力设计。然而需要注意到，我们将不研究全面的系统优化，只是集中于系统中换热器的系统优化的一些方面。首先根据一系列标准，包括能量、熵、经济标准和(或)包装方式，对指定的系统进行优化。然后，可由此推出系统的单个换热器的性能和包装要求。当换热器是相对简单的系统中的一部分时，例如在汽轮机、蒸汽电厂和蒸发压缩式空调等系统中，这时为了完成系统的任务我们只需处理单个或者几个工作流体，这样的优化方法有效且通常简单直接。然而，在制造工业，我们需处理许多流体流动，它们用于加热、冷却、凝结、蒸发、蒸馏、结晶等，如第1.1节开始提到的。当许多换热器组成网络用于有用的过程流体的加热、冷却或相变时，经常使用的分析是基于掐挤分析或掐挤技术，以保证系统中所有的换热器都满足过程流体的基于性能目标的要求(Linnhoff 等,1982)。实际的热力学性能目标必须在实际的换热器设计进行之前定义。这些性能目标或者是系统的能量性能，或者是系统中所用的实际的单元数。换热器的性能和包装要求是由过程集成的结果引出。然后，运用9.6节的方法将换热器视为一个部件进行优化，这也将使得在优化系统中优化单个换热器。借助现有的非常成熟的商业优化软件，结合9.6节的方法和本节的方法，可直接得到由最小成本、最小能量消耗或其他系列优化标准描述的优化系统的换热器优化尺寸和(或)运行条件。

现在我们集中考虑加工工业应用的分析和优化。首先，我们解释只基于热力学第一定律，换热器的热尺寸是如何成为优化目标的。为了解决这一问题，我们只考虑能量流率守恒。最后我们拓广我们的研究，包括热力学第二定律(㶲率平衡)和经济性考虑(成本率平衡)。

11.6.1 温度—焓率变化表

让我们分析对一加工工业应用已经规范了的特殊的设计要求。因为在这里我们分析一特殊的应用，我们将流体分为冷流体和热流体，以代替更一般的术语。在这一过程中热流体的温度从 $T_{h,i}$ 降低到 $T_{h,o}$，而同时冷流体的温度在同一过程中应从 $T_{c,i}$ 增加到 $T_{c,o}$，如图11.12所示[○]。注意在一些应用中可能要求 $T_{c,o}$ 甚至比 $T_{h,i}$ 还要高。为了简化起见，两种流体都视为简单物质，并具有热容量 C_h 和 C_c。另外，如果只应用冷流体不能达到要求的焓变，就需要引入冷源或热源(一般被称为效用—热源或效用—热沉,或其他过程流动)。注意这种分析的一般适用性不受一定温度范围内的简单可压缩物质和远离相变现象发生处的假设的限制。

○ 应强调的是，图11.12中为了满足冷和热流体加热和冷却的要求可能需要复式(不是一个)换热器。

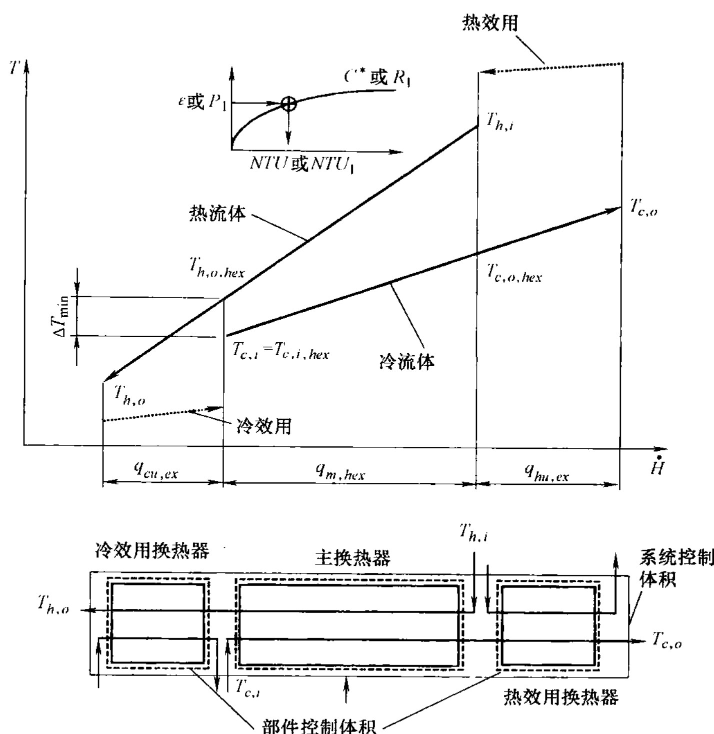


图 11.12 换热器温度—焓率变化曲线

注：通过能量平衡控制体积表示系统组件边界。下角"*hex*"表示所分析的主换热器

利用式(2.1)并明确写出两流体离开加工工序后的出口温度。

$$T_{j,o}=T_{j,i}\pm\frac{q}{C_j}=T_{j,i}\pm\frac{\Delta\dot{H}}{C_j} \tag{11.52}$$

其中，$j=h$ 或 c。熵流率改变量 $\Delta\dot{H}$等于换热器中的换热量 q。式(11.52)中的关系式可以理解为 T 和 H 关系图中的直线段，每一段的斜率等于相应的热容量的倒数值。对于下面所示的三个连接的换热器，这些图在图 11.12 中给出(对一定进出口温度和热容量的选择)。它们是冷效用换热器(主要的)和热效用换热器[⊖]。注意，如果热容量相同，就会导出平行的温度—焓率变化曲线。在图 11.12 中，温度—焓率变化曲线不平行，所以相应的热容量不相同。热容量的偏差越大，沿

⊖ 在图 11.12 中，主换热器在一流体侧具有热的过程流动及在另一流体侧具有冷的过程流动，这样再生热能从热的过程流体获得，加热冷的过程流体(像期望的一样)，不伴随任何额外的效用流动的代价。冷效用换热器冷却从主换热器流出的热流体，而热效用换热器加热从主换热器流出的冷流体。效用流体一般是水、蒸汽或空气。

着焓率变化轴方向上的温差($T_{h,hex}-T_{c,hex}$)的不均匀性就越明显。

在极限情况下，主换热器的尺寸可以非常大，比如说接近于无穷大热尺寸(即 $NTU\to\infty$)。从这个换热器出来的热流体的出口温度($T_{h,o,hex}$)就会非常接近冷流体的进口温度($T_{c,i}$)，也就是说，两流体之间的最小温差 $\Delta T_{\min}=T_{h,o,hex}-T_{c,i,hex}=T_{h,o,hex}-T_{c,i}$(因此我们称之为掐挤效应)非常接近于零。注意主换热器尺寸的增大在温度—焓图表(表 11.12)中可通过水平地移动温度曲线使其相互靠近直到 $\Delta T_{\min}=0$(注意,横坐标的 $q_{m,hex}$达到最大可能值)。这种假设性的设计将效用要求降低到最小($q_{hu,ex}$和 $q_{cu,ex}$变为可能的最小值)。注意对于给定的 C_c 和 C_h，这种理想的设计不能消除对热或冷效用的需求(冷、热流体线不必要全部重叠)，但它将把两效用要求减至最小。这种设计仍然是不现实的(即它不可能是可应用的设计)，这是因为它需要无限大的主换热器。

另一种极限情况是不对主换热器设计作任何投资，而是通过①用冷效用冷却热流体；②用热效用加热冷流体，完成需要的任务。这种情况下，温度—焓表中就不会有 $T—\Delta H$ 曲线的重叠，例如将冷流体的 $T—H$ 曲线右移，直到 $T_{c,i}$与 $T_{h,i}$在垂直方向上处于同一位置。这种解将需要可能的最大能量损失(根本没有热回收)，但同时将主换热器的投资减小为零。对这个例子，假设可以利用热和冷效用，而不需要额外的资金投入。这种设计明显可行(见下页的例 11.6)。

很明显，优化设计必须在两种极限情况之间进行。目标函数可以是总的成本(涉及能量成本和所需的单元数及大小)、换热器的物理尺寸、㶲损失(见下节)，诸如此类。在这一节中，我们的目标不是研究热力学优化和(或)扩展分析范围，即不利用掐挤分析或㶲(或熵产)分析法对由整个换热器网络组成的整个系统进行分析。我们的目标不大，仅仅是形成相关的一个换热器或一对换热器的设计优化目标，并展示优化问题是怎样提出的。

对更一般情况，最明显的是对换热器网络的情况，温度—焓率变化表变为构建复合曲线的有益的工具。即代替给出单一换热器中的两流体的温度—焓率变化曲线，人们可以同时给出在对应温度范围内所有热流体的一个复合 $T—\dot{H}$曲线和另一个所有冷流体的复合曲线。每一条这样的曲线的斜率与所有涉及到的在给定温度区域内流体的热容量的和相关。这种分析虽然超过了我们关注的范围，但关于构建复合曲线的更详细内容可以在致力于过程合成和集成的相关文献中找到(即 Linnhoff 等,1982;Gunderson 和 Naess,1988;Sama,1995a)，这些内容对于掐挤方法很有帮助。

11.6.2 基于能量平衡的分析

正如第9章所强调的，一个优化的设计，或者用实际设计可以达到的设计结果，或者一个接近优化的设计，是通过现实要求和约束来限制的工程目标。例如

安装在一个大的化学工程工厂中的一定位置的换热器可以完全满足系统要求。不同的集成方式和(或)换热器的重新设计可能会导致换热器具有更高的效率或者费用合理。但是设计要求往往同某些要求相抵触，比如，换热器中较小的换热温差会得到较大的系统热效率，但需要较大的换热器尺寸并且通常需要更多的泵功，而这样的话可能又会导致明显的系统恶化。

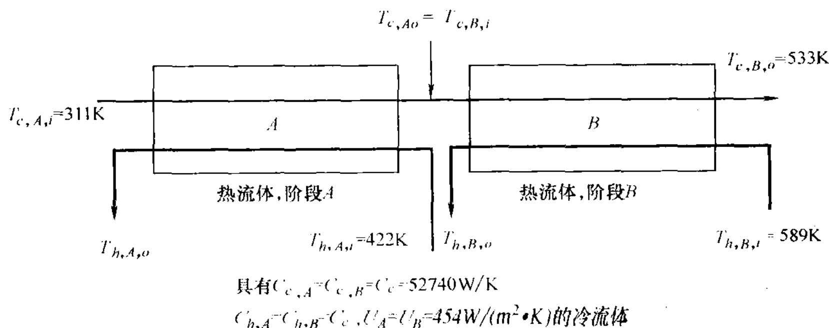
将换热器作为集成在系统的一个部件的优化，不仅要涉及到传统的热设计工具(几乎全部基于热力学第一定律)同时还要应用称为热力经济的集成方法。这种分析方法要包括同时基于以下几点的分析①能量守恒；②烟守恒和(或)熵产的计算；③成本平衡。

为了说明只在能量守恒基础上便足以确定换热器的物理尺寸的问题，我们给出例题 11.6。这一例题是基于 Alt-Ali 和 Wide 提出的关于复合换热器系统中的最佳面积分配的研究。它和图 11.12 的问题很相似，但没有主换热器。

例 11.6 一种热容量为 52740W/K 的流体需要从 38℃(311K)加热到 260℃(533K)。两股热流体可用于完成这样的任务。这些热流体具有与冷流体相同的热容量。两股热流体的进口温度分别是 149℃(422K)和 316℃(589K)。我们可以只使用一个两流体的换热器(只用具有较高温度的流体)，或使用两个以两级连接排列的两流体换热器，其冷流体流过两换热器，来达到上面的目的。可用的两热流体(效用)应使用于两换热器。确定两个换热器换热面积的最佳分布，以得到最小的总的换热面积，并足以把冷流体加热到期望的温度。比较两换热器方案和一换热器的设计。假设两单元中的均匀不变的总体传热系数都为 454W/(m^2 · K)。

求解:

已知数据和简述：对于如图例 11.6 所示的只有一冷流体流过两个单元的以两级排列布置的两个换热器，为了满足换热面积最小要求，两换热器设为逆流。已知数据在图例 11.6 给出。



图例 11.6 两级换热器系统及其运行条件

确定：具有最小总换热面积的两换热器的每一个的换热面积。并与应用一个换热器时的结果进行比较。

假设：采用第3.2.1节的用于每个换热器建模的所有合适的假设。另外，假设两个换热单元具有相同的传热系数。

分析：我们需要确定总的换热面积与冷流体的级间温度 $T=T_{c,A,o}=T_{c,B,i}$（图例11.6）之间的函数关系式，以得到最小的总换热面积。

$$\min\{A_{tot}=f(T)\} \tag{1}$$

其中

$$A_{tot}=A_A+A_B \text{ 并且 } T=T_{c,A,o}=T_{c,B,i} \tag{2}$$

因此，这个问题的特征由如下变量描述①冷流体的级间温度 T 是决策变量；②两热流体的出口温度（$T_{h,A,o}$和 $T_{h,B,o}$）是因变量；③自由变量（即优化参数）有：冷流体的出入口温度（$T_{c,A,i}$和 $T_{c,B,o}$），热流体的入口温度（$T_{h,A,i}$和 $T_{h,B,i}$），两流体的热容量和两单元的总传热系数。

为了定义目标函数，$A_{tot}=f(T)$，让我们先计算表面积 A_A 和 A_B。为了完成这一任务，我们需要利用热力学第一定律列出能量平衡方程（即对每一流体侧，热力学第一定律要求换热量等于流体焓率）。

$$(UA)_j\Delta T_{lm,j}=C_{c,j}(T-T_{c,j,i}) \tag{3}$$

其中，$j=A$ 或 B。因此由式(3)得到的每个表面面积 A_A 和 A_B 为

$$A_A=\frac{C_{C,A}(T-T_{c,A,i})}{U_A\Delta T_{lm,A}} \quad A_B=\frac{C_{C,B}(T_{c,B,o}-T)}{U_B\Delta T_{lm,B}} \tag{4}$$

如上所强调的，式(3)是根据能量和质量守恒得到的。因此，由此得到的所有结果都只是热力学第一定律（能量方程）和连续性方程的结果。

总的面积定义如下。

$$A_{tot}=A_A+A_B=\frac{C_{C,A}(T-T_{c,A,i})}{U_A\Delta T_{lm,A}}+\frac{C_{C,B}(T_{c,B,o}-T)}{U_B\Delta T_{lm,B}} \tag{5}$$

其中

$$\Delta T_{lm,A}=\frac{(T_{h,A,i}-T)-(T_{h,A,o}-T_{c,A,i})}{\ln\left[\dfrac{(T_{h,A,i}-T)}{(T_{h,A,o}-T_{c,A,i})}\right]} \qquad \Delta T_{lm,B}=\frac{(T_{h,B,i}-T_{c,B,o})-(T_{h,B,o}-T)}{\ln\left[\dfrac{(T_{h,B,i}-T_{c,B,o})}{(T_{h,B,o}-T)}\right]} \tag{6}$$

在式(5)和式(6)中，出口温度 $T_{h,A,o}$和 $T_{h,B,o}$取决于级间温度 T，并且可以利用能量守恒原理得到。而这次，我们需要对每个单元中的流体列出焓平衡方程；即对于单元 A 和 B 有

$$C_{c,A}(T-T_{c,A,i})=C_{h,A}(T_{h,A,i}-T_{h,A,o}) \qquad C_{c,B}(T_{c,B,o}-T)=C_{h,B}(T_{h,B,i}-T_{h,B,0}) \tag{7}$$

因此

$$T_{h,A,o}=T_{h,A,i}-\frac{C_{c,A}}{C_{h,A}}(T-T_{c,A,i})\qquad T_{h,B,o}=T_{h,B,i}-\frac{C_{c,B}}{C_{h,B}}(T_{c,B,o}-T)\tag{8}$$

将式(8)中的$T_{h,A,o}$和$T_{h,B,o}$代入式(5)和式(6)得到目标函数$A_{tot}=f(T)$，其中，T是决策变量。一般来说，为了解决这一问题，需要找到关于决策变量的这个函数的极值(即$\partial A_{tot}/\partial T=0$)。进行求偏导数运算，我们有(Alt-Ali 和 Wide,1980)

$$\frac{\partial A_{tot}}{\partial T}=\frac{C_{c,A}}{U_A}\frac{\Delta_A}{(\Delta_A-\delta_A)(\Delta_A-R_A\delta_A)}-\frac{C_{c,B}}{U_B}\frac{1}{\Delta_B-R_B\delta_B}=0\tag{9}$$

其中，

$$\delta_A=T-T_{c,A,i}\qquad \delta_B=T_{c,B,o}-T\qquad R_A=\frac{C_{c,A}}{C_{h,A}}\qquad R_B=\frac{C_{c,B}}{C_{h,B}}$$
$$\Delta_A=T_{h,A,i}-T_{c,A,i}\qquad \Delta_B=T_{h,B,i}-T\tag{10}$$

标为δ的温差表示两换热器中的每一个所关心的冷流体的端点温度的温差，标为Δ的温差分别表示两换热器的流体的入口温差。因此最终结果不仅取决于两个换热器中每个温度变化，同时还与入口温差的幅值有关。重新整理式(9)有

$$\frac{\dfrac{C_{c,A}}{U_A}}{\dfrac{C_{c,B}}{U_B}}=\frac{\Delta_A-\delta_A}{\Delta_A}\frac{\Delta_A-R_A\delta_A}{\Delta_B-R_B\delta_B}=\frac{T_{h,A,i}-T_{opt}}{T_{h,A,i}-T_{c,A,i}}\frac{T_{h,A,o}-T_{c,A,i}}{T_{h,B,o}-T_{opt}}\tag{11}$$

其中，T_{opt}是$\partial A_{tot}/\partial T=0$时的冷流体的级间温度的值(即最佳级间温度)。

在引入δ、Δ及R的定义后，冷流体的最佳级间温度T_{opt}可以从式(11)中获得，即为

$$T_{opt}=T_{h,A,i}-\left[(T_{h,A,i}-T_{c,A,i})(T_{h,B.i}-T_{c,B,o})\frac{\dfrac{C_{c,A}}{U_A}}{\dfrac{C_{c,B}}{U_B}}\right]^{\frac{1}{2}}\tag{12}$$

对于给定的问题，将变量的数值代入式(12)，我们有

$$T_{opt}=422\mathrm{K}-\left\{(422-311)\mathrm{K}(589-533)\mathrm{K}\frac{(52740\mathrm{W/K})/[454\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]}{(52740\mathrm{W/K})/[454\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]}\right\}^{\frac{1}{2}}=334\mathrm{K}\tag{13}$$

现在将$T=T_{opt}=344\mathrm{K}$代入式(4)，并引入其他已知变量，换热面积变为$A_A=48.1\mathrm{m}^2$和$A_B=395.5\mathrm{m}^2$。总的换热面积为$A_{tot}=A_A+A_B=444.6\mathrm{m}^2$。如果只用一个换热器(热流体的入口温度为589K)，传热面积可容易由式(3)及$j=1$得到。这种情况下，这一换热面积是$464.5\mathrm{m}^2$，比两个换热器的最佳换热面积$A_{tot}=444.6\mathrm{m}^2$多了4.5%。

讨论和注释：这个例题表明换热面积的合理分布是怎样导出优化设计的。这

个结果仅仅是利用了能量和质量守恒得到的。事实上虽然单个换热器具有较大的换热面积(和两换热器方案比较)，但并不意味着两换热器方案就是理想的解决方案。成本(除了其他考虑因素)可能是实现最佳设计的关键的决定性因素。注意，两个换热器端点处的流体之间的温差在优化解的确定中具有重要的作用。然而，只基于最小总换热面积(即只应用热力学第一定律和质量守恒)定义的温差并不必使集成系统的熵产最小或者导出最经济的解。为了完成这一目标，必须联合应用热力学分析与经济性分析，这是下节我们要讨论的。

11.6.3 基于能量或焓和成本率平衡的分析

现在让我们说明成本率平衡是如何影响设计解的。当然同时也强制性地要求应用能量平衡。这次，目标函数将是作为冷流体出口温度函数的总的年成本，同时保持换热器的热负荷不变。很明显，出口温度的变化会导致换热器的 ε 或 P_1 的变化，以及导致对固定的 q 冷却剂的质量流量变化。因此 C^* 或者 R_1 将变化。这将给出不同的 NTU 及 A。因此，基于经济性的标准来寻求最可取的设计，将需要重新确定换热器的尺寸。

经济性方法和热力学方法都会对结果产生影响。重要的是要注意到对应的热力学分析部分将只意味着热力学第一定律。最好可使用一例子说明这是如何实现的。这个例题是通过对 Peters 和 Timmerhaus 的问题略加修改得到的。

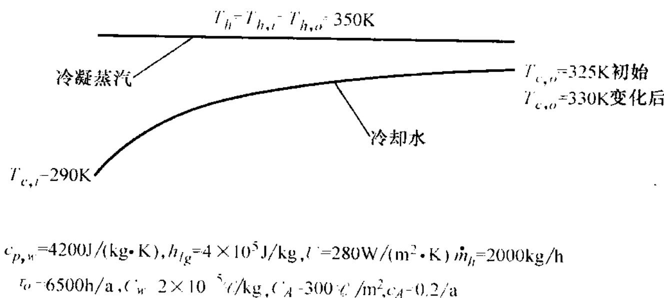
例 11.7 设计在一蒸馏单元中以最佳总年度成本运行的冷凝器。所考虑的特殊单元用冷水凝结蒸汽。如果水以 52℃(325K)离开冷凝器和在给定的流体入口条件及优化的换热面积情况下，换热器以最小的总年成本运行。然而冷却水的出口温度可增加到 57℃(330K)，这是由于相应的冷却水的质量流量的减少和适当的换热器的重新设计使得外部环境发生变化。假设入口变量必须保持不变(水的质量流量除外)，确定总的年度成本超过为给定设计建立的最佳值的变化幅度，条件是发生了所提到的变化。附加信息如下：换热器冷却的蒸汽质量流量 $\dot{m}_h = 2000\text{kg/h}$，相变过程中的焓为 $4\times10^5\text{J/kg}$，凝结温度为 77℃，冷却水入口温度是 17℃(290K)，水的质量定压热容为 $4.2\times10^3\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$，总体传热系数为 $280\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$。蒸馏单元年运行时间 $\tau_o = 6500\text{h/a}$。冷却水的单位成本是 $2\times10^{-5}\mathscr{E}/\text{kg}$，其中，$\mathscr{E}$ 是货币单位。单位换热面积的建设成本为 $300\mathscr{E}/\text{m}^2$。换热器运行的年成本是建设成本的 20%。

求解：

已知数据和简述：在冷凝器中，冷却水的温度沿流路增加，冷凝蒸汽的温度不变，如图例 11.7A 所示。所有的相关数据标出在图中。

确定：当冷却水的出口温度上升 5K 时，总成本超过其最佳值的增加量。

假设：假设式(3.12)成立，方程中的平均温差假设等于利用端点温差确定



图例 11.7A　冷凝器中的温度分布示意图

的对数平均温差。假设换热器运行的总成本是 $C_{tot}=C_w+C_A$，式中 C_w 代表冷却水的总成本，C_A 是换热器建设的固定成本。

分析：让我们从换热量的计算开始。

$$q=\dot{m}_h h_{lg}=(2000\text{kg/h})(4\times10^5\text{J/kg})=8\times10^8\text{J/h}$$

冷凝器的总的成本为

$$C_{tot}=C_w+C_A \tag{1}$$

因此有

$$\begin{aligned}C_{tot}&=\tau_o C_w\dot{m}_2+c_A C_A A=\tau_o C_w\frac{q}{c_p(T_{c,o}-T_{c,i})}+c_A C_A\frac{q}{U\Delta T_m}\\&=(6500\text{h/a})(2\times10^{-5}€/\text{kg})\frac{8\times10^8\text{J/h}}{[4.2\times10^3\text{J/(kg}\cdot\text{k)}](T_{c,o}-290\text{K})}+\\&\quad 0.2\frac{1}{\text{a}}\times300€/\text{m}^2\frac{(8\times10^8\text{J/h})\left(\frac{1\text{h}}{3600\text{s}}\right)}{[280\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}]\Delta T_m}\\&=\frac{24762}{(T_{c,o}-290\text{K})}\frac{€}{\text{a}}+\frac{0.4762\times10^5}{\Delta T_m}\frac{€}{\text{a}}\end{aligned} \tag{2}$$

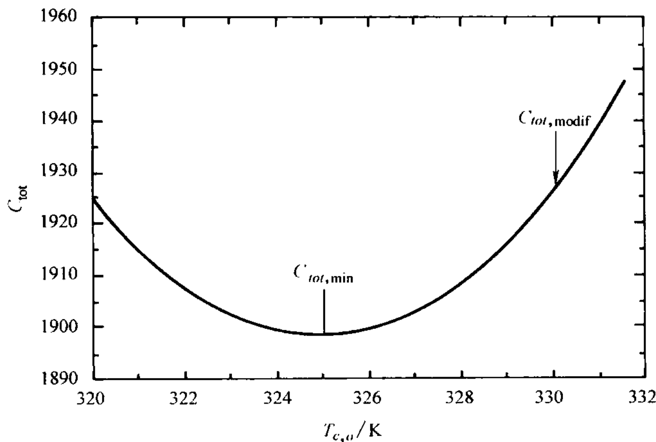
其中有

$$\Delta T_m=\Delta T_{lm}=\frac{(T_h-T_{c,i})-(T_h-T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_h-T_{c,i}}{T_h-T_{c,o}}\right)}=\frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{\ln\left(\frac{T_h-T_{c,i}}{T_h-T_{c,o}}\right)}=\frac{T_{c,o}-290\text{K}}{\ln\left[\frac{(350-290)\text{K}}{350\text{K}-T_{c,o}}\right]} \tag{3}$$

式(2)的关系式表示在图例 11.7B 中。如问题的模型所建议的，当 $T_{c,o}=325\text{K}$ 时，总成本取得最小值 $C_{tot,\min}=1898€/\text{a}$。这可以通过对目标函数，式(2)，对冷却剂的出口温度 $T_{c,o}$ 求一阶导数得到(即 $\partial C_{tot}/\partial T_{c,o}=0$)。最小点对应的设计的换热器的换热面积为 20m^2[由变化率方程式(2.2)计算得到]。如果冷却水的出口温度增加到 330K，总的成本就增加到 1927€/a，比最优点的值高 1.5%，为了保证负荷不变，换热面积要变成大约 22m^2，冷却剂的质量流量要从 1.512kg/s 变化到 1.323kg/s。

讨论和注释：在这一例题中，目标函数是换热器的运行总成本。优化(最小)的总成本对应的冷却剂的出口温度是325K。由于换热器尺寸(面积)变化所导致的这一温度的任何变化将会造成总成本一定程度的增加。同时冷却剂的质量流量和换热器换热面积必须变化以保证热负荷不变。在这一分析中，我们只应用了热力学第一定律建立能量平衡方程(隐含地用于建立成本率的平衡中)。

这个例题说明如果换热器偏离设计点运行，优化设计如何导致经济损失。对这一情况，对成本只考虑了换热器的表面积和冷却水的效用。这个优化问题需要建立关于出口温度的最小年度成本变化函数。式(2.1)和式(2.2)定义了换热器的模型。由图例11.7B确定的优化温度(即最小成本)为325K。偏离的设计条件要求换热器的尺寸发生变化，这是出口温度发生变化的结果(除了质量流量外，其他变量为定值)。注意这里的经济性优化与热力不可逆优化毫无关联。



图例11.7B　换热器年度运行成本与冷却剂的出口温度的关系

11.6.4　基于□率平衡的分析

在前面的几节里，我们说明了能量平衡和成本率平衡的应用。然而这些分析方法没有将能量流率的品质考虑在内。能量流率指焓率或者换热量。然而，我们应当更进一步地揭示在换热器热力设计和优化中不可逆性分析的作用。在本节中，我们建立㶲率平衡。下面的两节中，我们利用这个概念定义热力学性能系数(换热器的热力学效率)并引入不可逆性损失。

我们假设这里的换热器是一个过程或者是电厂中的一个部件。电厂可以按照总的年度运行成本进行优化。然而，为了确定与不可逆性相关的成本(见11.6.6节)，我们需要在能量的基础上以量化的方式定义不可逆性。这里的成本可以视为

补偿不可逆性的成本和资金投资之和。不可逆性可以通过能量的尺度衡量——熵产乘以相应的温度权重系数(Ahrendts,1980)或者㶲(Kotas,1995)。到目前为止在我们的分析中我们用熵产描述不可逆性。热力学告诉我们(Moran 和 Shapiro,1995),不可逆性可以用㶲率的形式以能量率为单位定义如下(不包括化学㶲)。

$$\mathscr{E}_{j,k} = \dot{m}_j[(h_{j,k} - h_{ref}) - T_{ref}(s_{j,k} - s_{ref})] \tag{11.53}$$

㶲代表着相对于选取的参考状态的某一给定流体流动的可用能的比率。每一流体(进入和流出换热器的流体,如图 11.13 所示)都具有一定的㶲，这由式(11.53)定义。在这个方程中，下标 j 代表流体 1 或流体 2，或者冷流体与热流体。k 代表入口或出口，“ref”代表由选择的参考状态(经常但不总是指环境状态)定义的在热力学条件下的各自流体的状态。㶲不遵循守恒定律，因为它不仅包含换热器端点处的热力学系统特性，还包含热力学参考状态。在我们这里，热力系统是指换热器内参与换热的任何流体流动。在很多应用中，状态可简单地指系统与周围环境相平衡的系统状态。活用概念的好处在于为最大可能的可用能量势提供一参考水平，这一能量势使用于相对于环境的一特别的能量源。能量流率的品质可由下面的一简单例子解释。如果用于加热流入换热器的 0℃ 的另一流体的话，500℃ 流体的一定数量的可用能量的品质要比 50℃ 的同样流体高。第一种流体流动具有较大的㶲率，因此可以在较宽的温度区间上传递更多的热量。换句话说，它做功的能力更高，如果还有一个低一点温度(<500℃)的流体可用于做同样的工作，那么把它应用在低温度水平是浪费的。

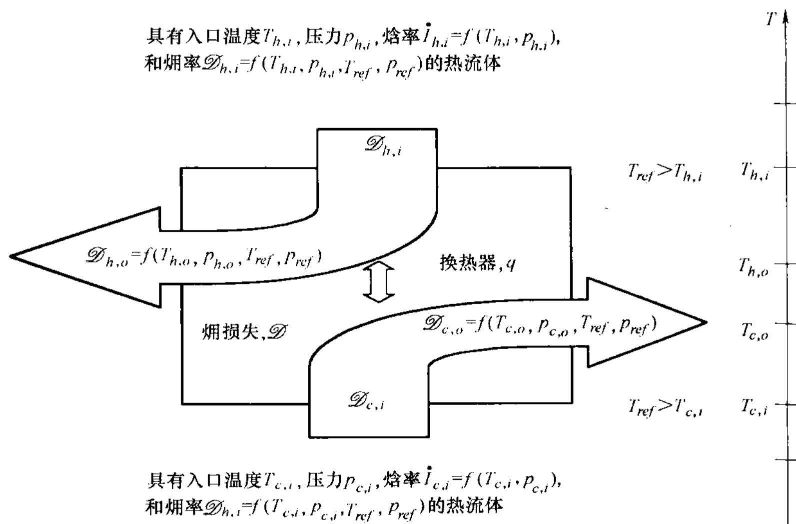


图 11.13 换热器能量流率

应用于换热器的情况，只有引入烟损率 $\mathscr{D}$，烟平衡才能封闭。因而，换热器(如图 11.13 所示)的烟平衡可表达成如下的形式。

$$\mathscr{D} = (\dot{\mathscr{E}}_{1,j} - \dot{\mathscr{E}}_{1,o}) + (\dot{\mathscr{E}}_{2,i} - \dot{\mathscr{E}}_{2,o}) \tag{11.54}$$

其中，等式右边圆括号内的两项表示两流体中每一流体各自的烟损失率。由式(11.54)给出的总的烟损失率，单位是瓦特(W)，表示不可逆性的定量的能量量度。正如 Bosnjakovic 所证明的，这种不可逆性也可利用 Gouy-Stodola 理论，由熵产计算而得。

$$\mathscr{D} = T_{ref}\dot{S}_{irr} \tag{11.55}$$

式(11.55)暗含着需要对传热的热力学复杂性(由熵产表示的)作更深入的研究。

在这一章，我们从洞悉温度分布和换热器设计者应该理解换热器的性能是如何依赖于可逆性的最重要来源$\dot{S}_{irr}$的论点开始分析。现在我们可以清楚地看到这方面的理解可有助于减少系统的烟损失。系统工程师知道如何把烟损失与资金投资和运行成本的货币价值直接联系起来，也知道如何直接把损失与在换热器设计中通过提供恰当的变化，以优化系统直接联系起来。通过写出烟平衡式(或计算熵产)，就可以确定用能量率量度的不可逆性以及计算出它们的货币价值(参见第 11.6.6 节)。

11.6.5 评价换热器性能的热力学性能系数

现在让我们引入以烟效率形式给出的用于系统中的换热器性能评价的热力学性能系数[⊖]。性能水平可以用烟的概念定义。根据式(11.54)，换热器的烟平衡可简单地表示为进入换热器的烟(由两流体携带)必须等于离开换热器的烟和由换热器运行导致的烟损失(不可逆性引起的)之和，即有

$$\dot{\mathscr{E}}_i = \dot{\mathscr{E}}_o + \mathscr{D} \tag{11.56}$$

其中

$$\dot{\mathscr{E}}_i = \dot{\mathscr{E}}_{1,i} + \dot{\mathscr{E}}_{2,i} \text{和} \ \dot{\mathscr{E}}_o = \dot{\mathscr{E}}_{1,o} + \dot{\mathscr{E}}_{2,o} \tag{11.57}$$

由式(11.56)给出的熵平衡可以重新整理成如下形式。

$$(\dot{\mathscr{E}}_{1,o} - \dot{\mathscr{E}}_{1,i}) + \mathscr{D} = \dot{\mathscr{E}}_{2,i} - \dot{\mathscr{E}}_{2,o} \tag{11.58}$$

在特殊情况下，当 1 和 2 分别表示冷流体和热流体时，式(11.58)说明冷流体的烟的增加加上烟损失必须等于这个过程中应用的热流体的烟的减少。在这一情况下式(11.58)除以等式右边的烟率之差，然后有

$$\frac{\dot{\mathscr{E}}_{c,o} - \dot{\mathscr{E}}_{c,i}}{\dot{\mathscr{E}}_{h,i} - \dot{\mathscr{E}}_{h,o}} + \frac{\mathscr{D}}{\dot{\mathscr{E}}_{h,i} - \dot{\mathscr{E}}_{h,o}} = 1 \tag{11.59}$$

现在定义换热器的烟效率 η 为

⊖ 第二定律效率可以用不同的方法定义，它们一般被称为热力学框架准则。

$$\eta = \frac{\dot{\mathscr{E}}_{c,o} - \dot{\mathscr{E}}_{c,i}}{\dot{\mathscr{E}}_{h,i} - \dot{\mathscr{E}}_{h,o}} = 1 - \frac{\mathscr{D}}{\dot{\mathscr{E}}_{h,i} - \dot{\mathscr{E}}_{h,o}} \tag{11.60}$$

一般地，换热器的㶲效率 η 定义如下。

$$\eta = \begin{cases} \dfrac{\dot{\mathscr{E}}_{c,o} - \dot{\mathscr{E}}_{c,i}}{\dot{\mathscr{E}}_{h,i} - \dot{\mathscr{E}}_{h,o}}, & \text{当 } T_{c,i} \geq T_{ref} \text{时} \\ \dfrac{\dot{\mathscr{E}}_{h,o} - \dot{\mathscr{E}}_{h,i}}{\dot{\mathscr{E}}_{c,i} - \dot{\mathscr{E}}_{c,o}}, & \text{当 } T_{c,i} \leq T_{ref} \text{时} \end{cases} \tag{11.61}$$

由式(11.61)定义的效率 $\eta \leq 1$，考虑了系统中使用换热器的不同目的。即如果换热器的目的是增加冷流体流动㶲(以热流体流动的㶲率的减少为代价)，㶲 η 就用式(11.61)中的第一个表达式计算。通过冷却一流体以达到加热另一流体的目的是式(11.61)中第一个表达形式的例子(热源可能是废热,热泵中的换热器等)。相反，如果换热器的目的是冷却具有或低于参考温度的热流体(温度低于环境温度的制冷)，就用式(11.61)的第二个表达式。

对同一换热器设计参数的变化可能会导致换热器有效度和热力学效率的不同的行为。让我们通过一个例子证明这一事实。

例 11.8 评价下面逆流换热器的两个设计。换热器用于加热 3×10^5Pa 下的质量流量为 1kg/s 的空气，从 227℃(500K)加热到 307℃(580K)。热流体也是 2×10^5Pa 下的空气，其入口温度是 327℃(600K)。两种选择如下：换热器设计成热流体的质量流量为 1.24kg/s 或 4.94kg/s。确定系统中哪种设计将产生更高的㶲效率。环境温度为 300K，气压 1×10^5Pa。

求解：

已知数据和简述：运行条件①冷流体是空气，且 $T_{c,i} = 500$K，$T_{c,o} = 580$K，$m_c = 1$kg/s，$p_{c,i} = 3 \times 10^5$Pa；②热流体是空气，且 $T_{h,i} = 600$K，$p_{h,i} = 2 \times 10^5$Pa，$m_h = 1.24$kg/s 或者 4.94kg/s。换热器为逆流布置，环境 $T_{ref} = 300$K，$p_{ref} = 1 \times 10^5$Pa。

确定：两个质量流量中的哪一个会是具有更高㶲效率的设计?

假设：假设条件在第 3.2.1 节中列出。假设空气为理想气体。忽略压降，即 $p_{c,i} = p_{c,o}$和 $p_{h,i} = p_{h,o}$。两种设计理想化为具有相同的总体传热系数。假设周围环境对㶲定义有影响(即参考条件如下：$T_{ref} = 300$K 和 $p_{ref} = 1 \times 10^5$Pa)。

分析：通过对已知数据的分析，可以揭示以下内容。两流体的热容量未知，但是我们确定二者不相等，因为它们的质量流量不同。两流体的比热容未知。注意理想流体的比热容仅仅是温度的函数。因此为确定热容量，我们必须知道热流体的出口温度，然而因为比热容未知，热流体的出口温度也不能预先确定。既然冷、热流体是同一种类型(空气)，我们可以将它们理想化为两流体质量定压热容相互变化不明显。指定的热流体的质量流量要比冷流体的大(即 $m_h = 1.24$ 或 4.94kg/s $> m_c = 1$kg/s)，因此，在两种情况下，热流体的热容量要大于冷流体的

相应值。这样冷空气是 $C_{\min}$流体，并且 $\varepsilon = \varepsilon_c$。在这种情况下，换热器的有效度表示为冷流体的量纲为一出口温度($\varepsilon = \varepsilon_c$，即冷流体具有小的热容量，$C_c = C_{\min}$，见11.2.2节)。因为冷流体的两端点温度已知并不变，两种设计下的换热器有效度 ε_c 和换热量 q 都是相同的(问题3.26的主题)。然而由于热容量比不同，两种设计的 NTU 是不同的。NTU 不同，但 U 和 $C_{\min}$相同，必然对应不同的换热面积。

如果我们注意到换热量、两种流体的入口条件、小的热容量都是预先确定的，人们可以得到相同的结论。从换热器有效度的定义及其热力学解释的话(参见例子11.2)，很显然这两种情况下的换热器的有效度是相同的。因此，NTU 的不同是由换热面积的不同造成的。

这样的话，两种设计具有相同的 ε 和 q 但是不同的 A 值。因此，两个换热器是在不同的温度水平及不同的局部温度分布下从热流体中吸收相同的热量。所以，不可逆性程度(影响热力学性能)不会相同。问题是：哪种设计(热流体的质量流量大的还是小的)将提供更高的烟效率?

为了能够应用式(11.61)中的烟效率的两个定义中的一个，人们需要弄清楚设备的运行目的。根据问题描述，目的是用热流体为代价加热冷流体。因此烟效率是由式(11.61)中给出的两个方程中的第一个来定义的。换句话说，冷流体的烟率的增加将伴随着热流体的烟率减少的代价。

$$\eta = \frac{\dot{\mathscr{E}}_{c,o} - \dot{\mathscr{E}}_{c,i}}{\dot{\mathscr{E}}_{h,i} - \dot{\mathscr{E}}_{h,o}} \tag{1}$$

其中有

$$\dot{\mathscr{E}}_{j,k} = \dot{m}_j[(h_{j,k} - h_{ref}) - T_{ref}(s_{j,k} - s_{ref})] \tag{2}$$

$$h_{j,k} = \phi_{j,k}(空气, T = T_{j,k}) \qquad s_{j,k} = \phi'_{j,k}(空气, T = T_{j,k}, p = p_{j,k}) \tag{3}$$

在式(2)和式(3)中，$j = h$ 或 c 并且 $k = i$ 或 o。参考状态的条件(环境条件下的流动特性值)用“ref”标出。

这个例题所形成的设计问题是一尺寸设计问题，其中 NTU 和一个出口温度未知。用 $T_{c,i}$表示的热流体的出口温度可以由 ε 和 C^* 的定义确定如下。

$$T_{h,o} = T_{c,i} - (1 - C^*\varepsilon)(T_{c,i} - T_{h,i}) \tag{4}$$

由于热物性参数依赖于温度或者温度与压力[见式(3)和式(4)]，烟效率的计算必须利用式(1)~式(4)用数值方法给出。烟和 η 的计算结果在下面列出。这些结果是应用EES软件得到的。空气被视为理想气体。C^* 和 ε 由已知数据计算得到，然后对逆流换热器由 C^* 和 ε 的这些值计算出 NTU。

$\dot{m}_h$ /(kg/s)	$T_{h,o}$ /K	C^*	ε	NTU	$\dot{\mathscr{E}}_{c,i}$ /kW	$\dot{\mathscr{E}}_{c,o}$ /kW	$\dot{\mathscr{E}}_{h,i}$ /kW	$\dot{\mathscr{E}}_{h,o}$ /kW	η
1.24	536	0.8	0.8	2.94	142.1	178.9	191.7	152.6	0.941
4.94	584	0.2	0.8	1.79	142.1	178.9	762.5	721.6	0.899

从上面的结果的观察表明，需要较大 NTU 的设计具有大的㶲效率(热流体的质量流量较小)。两设计可刻画为具有相同的换热器有效度。

讨论和注释：所得结果证实本章开始提到的观点，即换热器(或温度)有效度并不能提供关于换热器性能的足够信息。两个换热器的热流体入口侧的端点温度之差是相等的，但冷流体入口侧的两流体温度之差却由36K(对较小质量流量者或者较大 NTU)增加到84K(对较大质量流量者或者较小 NTU)。结果清楚地表明沿着对应的流路，较小的局部温差导致较高的㶲效率(这是在较小$\dot{m}_h$ 情况下由较小熵产引起的)。进一步，对较小㶲效率的情况，热流体的出口温度(584K)同冷流体的出口温度(580K)非常接近。为了更好地理解其含义，先回忆一下图11.5中的当 $C^*=1$ 时逆流换热器的 S^*—NTU 曲线，除 $C^*=0$ 外，C^* 等于其他值时的 S^*—NTU 曲线的趋势是等同的，并且对于给定的 v 值，S^*_{max}对于所有的 C^*(Seklic,1990)的值具有相同的阶次。由此，对这一问题，人们可以看到，运行点从左侧以高的空气流动速率逼近 S^*_{max}，空气流动速率较低时，运行点将明显地处于 S^*_{max}的右侧。因此，对高的空气流动速率的情况，S^* 和 S_{irr}($=S^*C_{max}$)将较高。因而从㶲的观点，具有高的空气流动速率的设计是一不可取的设计方案。当然一个工程师的最终决定还要取决于许多其他的因素(压降考虑,成本分析等)。这些因素可包含换热器的物理尺寸(换热器的成本)和冷流体的质量流量(运行成本)之间的协调，或者说是热力学不可逆性的最小成本，如在下一小节中要讨论的内容。

11.6.6 核算换热器的□损失的成本

利用到目前为止发展的热力学背景，我们现在指出如何把㶲流动速率与成本率联系起来。换热器将两流体所携带的总的㶲率输入转化成总是比输入值小的㶲率输出，这是源于不可避免的不可逆的存在(由有限温差下的传热,流体掺混,摩擦现象等)。每一㶲率(j 股流体流入和流出换热器)都有相关的成本率$\dot{C}_j$ 如下。

$$\dot{C}_j = C_j \dot{\mathscr{E}}_j \tag{11.62}$$

其中，C_j 代表单位㶲的成本($\mathscr{E}$/J)。在计算㶲的费用之前，必须确定流入换热器的流体流动的单位㶲的成本。例如，如果要在一个系统中使用一特殊的流体流动，设计者必须知道使用这种流动的成本。这一成本通过位于流动“上游”的分析确定(Bejian 等,1995)。现在我们写出换热器的成本率平衡式。

$$\sum_{j=h,c} \dot{C}_{j,i} - \sum_{j=h,c} \dot{C}_{j,o} = \dot{Z}_{cap} + \dot{Z}_{op} \tag{11.63}$$

在式(11.63)中，Z_{cap}和 Z_{op}代表一个换热器的资金投资成本和运行费用[⊖]，它们

⊖ 为简便起见，这里我们忽略安装成本，对一些管-壳式换热器和 PHE 此成本可与资金和运行成本相当，可在右边以第三项的形式加入或包含在资金成本中。

要与所有入口流体流动成本率的总和与所有出口流体流动的成本率的总和之差保持平衡。需要注意的是，对作为系统部件的换热器，一定要核算用式(11.63)表示的成本平衡。还要注意成本率不符合守恒定律。

在人们试图进行优化之前，必须小心地应用通常意义上的热力学第二定律方法于整个系统的设计中(Sama 等,1989;Sama,1995b)。这种方法是基于热力学规则上的选择，这些规则包括基于第 11.3 节的结果的本章总结中给出的和本节中关于换热器设计的结果。如果式(11.62)形式的成本率已知，并且资金投资和运行费用已知，就可直接运用式(11.63)确定出流动的输出成本率。一旦确定，成本率平衡可和其他部件的成本率相结合，用于形成系统的目标函数(Bejan 等,1995)。这样的一个目标函数将热力学和经济学结合，使用系统中的㶲和(或)熵产的概念，这就是将这一工程分支称之为热力经济的原因。式(11.62)和式(11.63)清楚地表示了成本率平衡如何与作为系统部件的换热器的㶲平衡联系起来。单位㶲流的成本的确定是困难的，并且单一的成本模型也不能使用。这一复杂的热力经济课题超出了我们报告的范围。

一种把换热器中不可逆成本作为独立单位计算的实用方法由 London 建立。这种方法的核心是确定换热器运行中引起的单个不可逆性成本，事实上它们都与投资(初次设计)和运行成本有关。这是因为一些小的不可逆性因素可能非常昂贵(比如汽车散热器的空气流动阻力)，而一些大的不可逆性可能没有那么昂贵(比如气—液换热器中液体侧的阻力不可逆性)。London 的方法没有明显地使用㶲率，但确实使用了㶲损失率，被称为不可逆性的能量度量。单个不可逆性的能量度量是由单个的熵产乘以一个温度权重系数 T_{ref}得到。总的不可逆损失与总的熵产由式(11.55)给出的关系式联系起来。London 方法的具体步骤也在 London 和 Shah 的相关著作中陈述。

利用发展至今的热力学背景，我们可以如图 11.14 所示的那样描述以货币形式计算换热器中各种可逆性因素的大体步骤。例如，换热器内的五种重要的不可逆因素有冷、热流体之间的有限温差，在换热器端口的流体的掺混(如果可用)，冷、热流体侧的压降，以及和换热器与环境之间的热量泄漏有关的不可逆性。用换热器负荷 q 量纲为一化的不可逆性的总的能量度量可表示如下。

$$\frac{\mathscr{D}}{q}=\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\bigg|_{\Delta T}+\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\bigg|_{mixing}+\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\bigg|_{\Delta p,h}+\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\bigg|_{\Delta p,c}+\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\bigg|_{leak} \tag{11.64}$$

其中$\dot{I}_{irr,i}=T_{ref}\dot{S}_{irr,i}$，下标 i 代表式(11.64)中的单个不可逆性。对于理想气体或不可压缩液体，它们被概括列在表 11.3 中，且都用可测的系统运行变量表示(温度、压力、质量流量等)。这些不可逆性具有能量货币值，它取决于使用的特殊换热器的系统。将不可逆性赋予货币价值，类似于将式(11.62)中的㶲率赋予成本率的含义。一旦各种不可逆性因素的货币值或者成本得以确定，接下来就要分析哪种不可

逆成本最高，对成本为第一量度的换热器应当首先减少。因此，换热器设计的工业方法是减少成本最高的不可逆因素，而不是减少换热器内的所有的不可逆因素[即不是使式(11.64)中的 $\mathscr{D}$ 取最小值,而只是减少每流体侧最昂贵的那些不可逆性]。注意，减少一种不可逆性可能会导致增加或需要另一种不可逆性，或者涉及资金投资的增加。这些考虑导致折中因子和有益的准则的建立，以达到作为部件的换热器的优化设计。因此，再回到图 11.14 中，换热器的设计和优化涉及以熵为基础的计算各种不可逆因素的过程，然后把它们转化为以能量为基础(或者以㶲流动方式或者以不可逆性的能量度量)，并赋予货币价值，将成本最高的不可逆性因素最小化，并由此形成折中因子，继续这个过程直到得到最佳的换热器。为了理解这一过程，London 和 Shah 提供了一个热电厂中冷凝器的详细的例子，清楚地说明上面的过程，包括怎样形成折中因子。问答题 11.7 和问答题 11.8 就是基于这个例题。基于第二定律的换热器的热力经济优化设计(包括单相和两相换热器)由 Zubair 等提出，用于估计由有限温差和压降造成的换热器的熵产的经济价值。这种方法允许工程师在换热器每一流体侧的熵产成本和首次投资之间进行权衡。

表 11.3 换热器中各种不可逆性的无量纲数

有限温差	$\left.\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\right\vert_{\Delta T}=T_{ref}\left(\frac{1}{T_{c,lm}}-\frac{1}{T_{h,lm}}\right)$ 其中，$T_{j,lm}=\frac{T_{j,i}-T_{j,o}}{\ln\left(\frac{T_{j,i}}{T_{j,o}}\right)}$ $j=c$ 或 h
流体掺混(从换热器出口到环境)	$\left.\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\right\vert_{mixing}=\frac{T_{ref}(\dot{m}c_p)}{q}\left[\left(\frac{T_{c,o}}{T_{ref}}-1\right)-\ln\frac{T_{c,o}}{T_{ref}}\right]$
两侧流体的压降	热流体：$\left.\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\right\vert_{\Delta p,h}=\frac{T_{ref}}{T_{h,lm}}\frac{1}{q}\left(\frac{\dot{m}\Delta p}{\rho}\right)_h$；冷流体：$\left.\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\right\vert_{\Delta p,c}=\frac{T_{ref}}{T_{c,lm}}\frac{1}{q}\left(\frac{\dot{m}\Delta p}{\rho}\right)_c$
热量泄漏	到环境：$\left.\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\right\vert_{leak}=\frac{q_{leak}}{q}\left(1-\frac{T_{ref}}{T_h}\right)$；从环境：$\left.\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\right\vert_{leak}=\frac{q_{leak}}{q}\left(\frac{T_{ref}}{T_c}-1\right)$

注：数据来自 London 和 Shan(1983)。

现在，让我们把对系统的成本率分析[式(11.62)和式(11.63)]和一类似的分析联系起来，此方法基于最小化最昂贵的不可逆性因素，并应用如图 11.14 所示的方法和相关的式(11.64)。基于式(11.63)的系统的㶲成本分析，包含了在所有部件

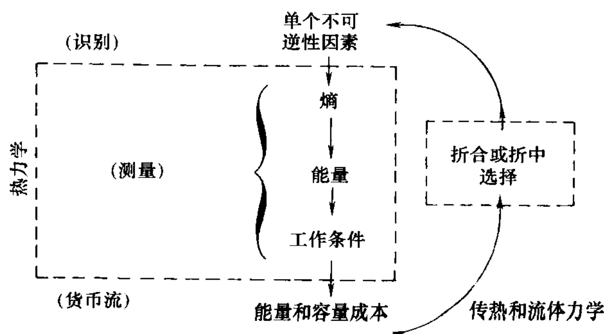


图 11.14 换热器的热力学优化(摘自 London,1982)
注：包括折中因子的建立

中单独呈现的所有不可逆因素[例如压缩机、冷凝器、膨胀装置、蒸发器、汽车空调系统中的蓄电池或脱水器,对这些部件其成本率可由式(11.62)计算]，条件是流体变量在每一部件的边界上都被确定，且每一部件被视为黑匣子。因此，系统的优化考虑的是所有部件的总不可逆损失，而不区分总的不可逆性中的各个部分。式(11.64)用于使费用最大的不可逆性最小化，从而得到成本有效的换热器，它不必考虑系统整体的优化设计。所以基于系统的优化要使用基于式(11.63)建立的目标函数，而换热器作为部件的优化将基于单个不可逆因素的分析。应注意的是式(11.63)中的成本率可应用式(11.62)，像通过在熵产变化中排除所有不太昂贵的不可逆性的贡献以确定㶲率[应用式(11.53)]那样计算得到。这样，基于系统的优化将只包括最昂贵的不可逆因素，这和对每个部件通过单独的不可逆因素的计算进行优化的方式相同。然而，反过来则不行，只基于式(11.64)的优化不能提供整个系统的优化。

例 11.9　确定换热器内由有限温差导致的㶲损失的年度成本。换热器将热容量为 5.8×10^6W/K 的冷流体从 19℃(292K)加热到 27℃(300K)，热流体的温度从 30℃(303K)降低到 25℃(198K)。参考温度(环境)是 17℃(290K)。所涉及的设备的年度投资成本为 $10^3\mathscr{E}$/kW，年利率是 10%，平均每年能量成本是 $150\mathscr{E}$/(kW · a)。

求解:

已知数据和简述：流体进出换热器的端点温度及冷流体的热容量如下：$T_{c,i}=292$K，$T_{c,o}=300$K，$T_{h,i}=303$K，$T_{h,o}=298$K，$C_c=5.8\times10^6$W/K。参考环境温度是 $T_o=290$K(17℃)，设备的年度初投资是 $C_{eqp}=1000\mathscr{E}$/kW，年利率是 $r=0.1$/a。平均年能量损失是 $C_q=150\mathscr{E}$/(kW · a)，如图 11.13 所示。

确定：换热器内由有限温差引起的㶲损失的年度成本。

假设：这里采用第 3.2.1 节中所有适当的假设。

分析：㶲损失可由式(11.55)给出。

$$\mathscr{D}=T_{ref}\dot{S}_{irr} \tag{1}$$

同时根据式(11.64)，只考虑有限温差贡献有

$$\frac{\mathscr{D}}{q}=\left.\frac{\dot{I}_{irr}}{q}\right|_{\Delta T} \tag{2}$$

换句话说，由温差引起的换热器内不可逆的能量度量等于对应的㶲损失，这是由于换热器内不存在其他的不可逆因素的贡献。有限温差引起的熵产由式(11.30)给出。

$$\dot{S}_{irr}=q\,\frac{T_{lm,h}-T_{lm,c}}{T_{lm,h}T_{lm,c}} \tag{3}$$

其中

$$T_{lm,j}=\frac{T_{j,o}-T_{j,i}}{\ln\dfrac{T_{j,o}}{T_{j,i}}} \tag{4}$$

式(4)给出了两流体的平均对数温差(等于每一流体的进出口温度的对数的平均值)的幅值，且$j=h$和c。

将问题的数据代入式(4)，我们有

$$T_{lm,h}=\frac{T_{h,o}-T_{h,i}}{\ln\dfrac{T_{h,o}}{T_{h,i}}}=\frac{(298-303)\text{K}}{\ln\dfrac{298\text{K}}{303\text{K}}}=300.5\text{K}$$

$$T_{lm,c}=\frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{\ln\dfrac{T_{c,o}}{T_{c,i}}}=\frac{(300-292)\text{K}}{\ln\dfrac{300\text{K}}{292\text{K}}}=296.0\text{K}$$

由式(3)，熵产可表示为

$$\begin{aligned}\dot{S}_{irr}&=C_c(T_{c,o}-T_{c,i})\left(\frac{1}{T_{lm,c}}-\frac{1}{T_{lm,h}}\right)\\&=(5.8\times10^6\text{W/K})\times(300-292)\text{K}\left(\frac{1}{296\text{K}}-\frac{1}{300.5\text{K}}\right)\\&=2347\text{W/K}\end{aligned}$$

根据式(1)，由有限温差引起的㶲损失为

$$\mathscr{D}=T_{ref}\dot{S}_{irr}=290\text{K}\times2347\text{W/K}=0.681\times10^6\text{W}$$

现在，将式(2)牢记在心，并考虑成本数据，我们就可以计算得到㶲损失的成本为

$$C=\mathscr{D}(C_{eqp}r+C_q)=0.681\times10^6\text{W}\times(1\times0.1+0.15)\mathscr{E}/(\text{W}\cdot\text{a})=0.17\times10^6\mathscr{E}/\text{a}$$

讨论和注释：这个例题说明了如何用简单的方式确定换热器内的不可逆因素导致的损失的功(㶲损失)的成本值。在这个例题中，只考虑了有限温差引起的不可逆贡献。问题11.7和问题11.8中包括了典型换热器应用中的所有其他相关的不可逆因素的贡献。

11.7 基于热力学第二定律的性能评价标准[⊖]

在10.3.2节中给出的所有的换热面性能评价标准都是以热力学第一定律为基础的(即能量和质量平衡)。在性能评价标准的另一方法中，我们引入了传热和流动过程的热力学品质，用于评价换热表面性能。这种评价方法需要估计换热

⊖ 通常称为热力学第二定律分析的知识体总是既涉及热力学第一定律也涉及第二定律。然而习惯地只用热力学第二定律命名这一分析的产物。

和流体流动现象中的不可逆水平。因此联合热力学第一和第二定律的热力学分析是必要的。这里我们只强调反映这些考虑的 PEC 的数学描述。关于这种方法的细节和文献综述参见 Bejan 的相关著作。

热力学第二定律的性能评价标准是基于包括传热和压降(流体摩擦)等不可逆的目标函数，因而度量了这些不可逆因素的联合作用。如果需要，随后还可以将两种不可逆性分开考虑。注意的是应把传热和压降不可逆性分开转化成成本，因为这些不可逆因素的单位成本一般是不相同的。

管道或槽道的控制体积的熵率平衡定义的流体进出口之间的总熵产如下。

$$\dot{S}_{irr} = \dot{S}_{irr,\Delta T} + \dot{S}_{irr,\Delta p} = \dot{S}_{irr,\Delta T}(1+\Phi) \tag{11.65}$$

其中，$\dot{S}_{irr,\Delta T}$和$\dot{S}_{irr,\Delta p}$项代表了由于流体和壁面间的有限温差(ΔT)或者压降(Δp)(见问答题 11.9)造成的总熵产的贡献。根据定义，不可逆性分布比 $\Phi(=\dot{S}_{irr,\Delta p}/\dot{S}_{irr,\Delta T})$，表示了两种贡献的权重。式(11.65)的显式形式依赖于传热和流体流动条件及其理想化(比如边界条件，自由流动面积的几何状况，流动区域，量纲为一参数的选择)。对于固定横截面管道和常物性参数的流体，用量纲为一参数表示的一个这样的表达式为

$$S^{*} = \frac{N_q^2 \dfrac{D_h}{L}}{4j \cdot Pr^{-\frac{2}{3}}} + \frac{2f \cdot Ec}{\dfrac{D_h}{L}} \tag{11.66}$$

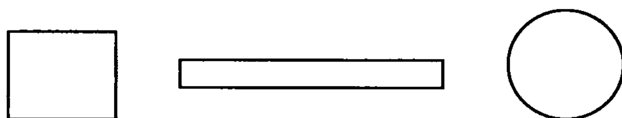
其中，量纲为一换热量 N_q 和 Eckert 数 Ec 分别定义为 $N_q = q/(\dot{m}c_pT_m)$，$Ec = u^2/c_pT_mJg_c$。式(11.66)表示由 Bejan 推出的对应熵产表达式的量纲为一形式。这些量纲为一组可利用流体的整体平均温度 T_m 很方便的定义[涉及式(11.66)推导的物理模型是问题 11.20 的主题]。注意量纲为一量 Ec 一般基于温差定义，而不是整体温度。这样的定义可以很简单的引入到式(11.66)中，导出引入一附加的温度比参数。为了简化起见，Ec 以上面的方式定义。假设式(11.66)中的传热和质量流量已知且为定值。

对于指定的定常的质量流量$\dot{m}$和给定的管长 L，水力直径 D_h 的改变会导致 S^* 的变化。根据式(11.66)的代数结构及 Re 类比(见 7.4.5 节)，可以清楚地发现，随着 Re 的改变或者水力直径的变化，式(11.66)右端两项具有相反的变化趋势。因此这个目标函数[即式(11.66)]存在一极值(最小值)。可以看出，有利于减小摩擦不可逆性的措施(通过减少换热面积)，明显对减小有限温差的不可逆性不利(即对增加换热器有效度)，反之也是如此。在这两种影响之间存在最佳折中。因而，这一目标函数可用于定义新的热力学性能评价标准的基础。对于给定的一组特征参数选择，可最终定义出一最佳几何结构(或流动形式)。我们通过下面的例题说明这种方法。

例 11.10　对大的能量系统的热力经济优化需要最小化的不可逆成本。在这种分析范围内，换热器的设计者必须确定哪种换热器通道横截面的几何结构将对总不可逆性贡献最小。换热器通道的管道的长度和自由流动面积已知，并且为定值，以及流体(空气)的进口热力状态和质量流量已知。热流体的温度为 100℃(373K)且为定值。壁面热阻可以忽略。管道几何选择有①正方形；②长方形(高宽比为 $\alpha^* = 1/8$)；③圆形截面。从不可逆性最小的角度确定哪种截面最好。对每一管道形状分析传热和压降的幅值并比较分析的结果。以下数据可供利用。截面的自由流动面积为 $5\times10^{-3}\text{m}^2$，管长 5m，空气的质量流量 $5\times10^{-2}\text{kg/s}$，流体入口温度 300K。空气的热物性如下：密度，1.046kg/m^3；质量定压热容，1.008kJ/(kg·K)；动力粘度，$2.025\times10^{-5}\text{Pa·s}$；$Pr$ 数，0.702；热导率，$2.91\times10^{-2}\text{W/(m·K)}$。

求解：

问题数据和简述：这一问题中的管道的截面形状及已知数据如图例 11.10 所示。



$A_o=5\times10^{-3}\text{m}^2$，$L=5\text{m}$，$\dot{m}=5\times10^{-2}\text{kg/s}$，$T_{a,i}=300\text{K}$，$T_{h,i}=T_{h,o}=373\text{K}$
$\rho=1.046\text{kg/m}^3$，$c_p=1008\ \text{kJ/(kg·K)}$，$\mu=2.025\times10^{-5}\text{Pa·s}$，$Pr=0.702$，
$k=2.91\times10^{-2}\text{W/(m·K)}$

图例 11.10　正方形、矩形以及圆形管道几何

确定：三种横截面形状中，哪种将导致最小的换热和流动摩擦熵产？

假设：假设流动处于完全发展阶段，热物性参数都是常数。从管道到流体的传热的速率是均匀的并以假设的壁面与整体平均温度之间的温差(确定为入口和出口温度的代数平均)进行。壁面温度均匀，且为常数，等于热流体的温度(假设流体在定常温度 373K 下发生相变)。因而可忽略壁面热阻。

分析：我们运用式(11.66)计算每种截面下传热和流体摩擦引起的量纲为一熵产，然后比较这些结果，确定哪种几何形状是最可取的。传热和压降特性的计算概括在表例 11.10 中。正方形和矩形的一些计算细节可以参见例题 7.5。熵产随后可由式(11.66)以量纲为一的形式计算得到，或者以对应的有量纲形式(每单位管道长度)表示如下。

$$\frac{\dot{S}_{irr}}{L}=\frac{\left(\dfrac{q}{L}\right)^2 D_h}{4T_m^2\dot{m}c_p\cdot St}+\frac{2\,\dot{m}^2 f}{\rho^2 A_o^2 c_p T_m J g_c D_h}$$

从表例 11.10 的最后一行可以清楚地看出矩形管道产生最小的熵。因此，从熵产

的观点来看，矩形管道被认为是最可取的。

表例11.10 不同管道的热力和水力特性以及熵产

变量或参数	方程	正方形	矩形	圆形
D_h/m	$4A_0/P$	7.071×10^{-2}	4.444×10^{-2}	7.979×10^{-2}
G/[kg/(m^2·s)]	$\dot{m}/A_0$	10	10	10
Re	GD_h/μ	34919	21946	39402
Nu	$Nu_{sq}=Nu_{rect}=0.024Re^{0.8}\cdot P_r^{0.4}$ $Nu_{circ}=0.023Re^{0.8}\cdot Pr^{0.4}$	89.78	61.92	94.77
j	$j=St\cdot Pr^{\frac{2}{3}}=Nu\cdot Pr^{-\frac{1}{3}}/Re$	2.893×10^{-3}	3.174×10^{-3}	2.706×10^{-3}
h/[W/(m^2·K)]	kNu/Du	36.94	40.55	34.56
A/m^2	PL	1.4142	2.25	1.25
NTU	$hA/\dot{m}c_p$	1.038	1.83	0.87
ε	$1-e^{-NTU}$	0.6458	0.8396	0.5810
q/W	$q=\varepsilon\dot{m}c_p(T_w-T_{a,i})$	2376	3089	2138
$T_{a,o}$/℃	$T_{a,i}+q/\dot{m}c_p$	74.1	88.3	69.4
T_m/℃	$\dfrac{T_{a,i}+T_{a,o}}{2}$	50.6	57.7	48.2
f	$f_{rect}=0.0791Re^{-0.25}(1.0875-0.1125\alpha^*)$ $f_{circ}=0.00128+0.1143Re^{-\frac{1}{3.2154}}$	5.642×10^{-3}	6.976×10^{-3}	5.534×10^{-3}
Δp/Pa	$\Delta p=\dfrac{4fLG^2}{2g_c\rho D_h}$	76.3	150.0	66.3
N_q	$q/\dot{m}c_pT_m$	0.1456	0.1852	0.1320
Ec	$u^2/c_pT_mJg_c$	2.799×10^{-4}	2.738×10^{-4}	2.820×10^{-4}
$S^*_{\Delta T}$	$\dfrac{N_q^2\left(\frac{D_h}{h}\right)}{4j\cdot Pr^{-\frac{2}{3}}}$	2.043×10^{-2}	1.899×10^{-2}	2.021×10^{-2}
$S^*_{\Delta p}$	$\dfrac{2f\cdot Ec}{\frac{D_h}{L}}$	2.240×10^{-4}	4.292×10^{-4}	1.963×10^{-4}
S^*	$S^*_{\Delta T}+S^*_{\Delta p}$	2.065×10^{-2}	1.942×10^{-2}	2.041×10^{-2}

讨论和注释：为了理解不同的不可逆来源对于管道性能的影响，分析的结果

总结如下。对于三种管道的几何形状，比较以下量：换热量、压降和温差引起的量纲为一熵产，压降引起的量纲为一熵产和总的量纲为一熵产。以下列方式定性地标出结果。对于最大换热量，最低压降，最低熵产都标以符号☺。最小换热量，最大压降，最高不可逆性用☹表示。最后，中间值用😐表示。

变量或参数	正 方 形	长 方 形	圆 形
q	😐	☺	☹
Δp	😐	☹	☺
$S_{\Delta T}^*$	☹	☺	😐
$S_{\Delta p}^*$	😐	☹	☺
S^*	☹	☺	😐

很明显，矩形截面管道在换热量和不可逆性水平方面具有最好的性能。高的传热性能伴随着高的压降代价。有趣的是，从换热量的观点，最差的几何形状是圆形管道，但从熵产的角度来看，是正方形管道。其中原因与温差和压降引起的熵产幅值的阶次有关。

如果最终的目标是在给定的几何形状下达到最小的熵产，比如对圆形管道，那么就要基于式(11.66)给出的目标函数进行优化。求解$\partial S^*/\partial Re$可使得最佳 Re 的确定，或者对给定质量流量得到最佳的管道水力直径。对这一问题的圆形管道，发现其最佳管道直径(其他变量一定，只有水力直径作为唯一的自由度)非常大：135mm。

传热和摩擦(压降)不可逆性之间的最佳折中可能存在也可能不存在。同样，最小熵产也不总是在所选的参数范围内存在。必须强调的是，基于热力学标准上的优化的目标不能是关于一孤立的换热器的设计。一般来说，最终的目标是在系统分析的框架下使成本最低。

综述

这一章中，讨论了几个跨学科问题。它们包括①能量和质量平衡的应用(仅仅是热力学第一定律)，以及建立各种流动布置下的数学模型以获得温度分布和温差分布；②应用热力学第一和第二定律(联合)，以确定对换热器的性能有不利影响的不可逆来源；③评价换热器效率的启发式的方法；④热力学分析，包括用于换热器优化的㶲和热力经济性；⑤基于最小熵产的性能评价标准。我们的目的是理解为什么一些换热器设计比相似的设计具有更高或更低的效率和(或者)热力学(㶲)效率，并发展了用于作为系统一部分的换热器优化方法的技巧。有

限温差、流体掺混和流体摩擦是和换热器有关的重要的不可逆现象。这些不可逆因素的细节已在正文中陈述。

作为系统部件的换热器的设计的最重要的指导原则如下。一种优化设计方法必须基于工程论据，以及成熟的商业和私人软件的应用。使用这样的方法不仅需要应用能量平衡(隐含在热力学第一定律)，还要用熵产平衡(隐含着热力学第一定律和热力学第二定律的联合应用)。㶲平衡或熵产的计算必须伴随着经济性评估。要赋予㶲平衡或总的熵产率的组成部分货币价值。㶲成本平衡可用作定义寻找系统优化设计的目标函数，在这一系统中被分析的换热器作为系统的部件。如果要使最昂贵的不可逆因素最小化，在图11.14中概括的方法论应被采纳用于系统内的换热器的优化设计。在这一方法论中作为优化程序一部分的折中因子也被建立。

根据整个这一章给出的分析，可定义用于评价作为系统部件的换热器的一组重要的指导原则，它们包括下列内容。

1) 热力学驱动势(流体之间的局部温差)越小越好。

2) 如果可能，尽量避免换热器内部或换热器端口处(即箱体、管箱)的流体的掺混。

3) 换热器网络中的参与换热的流体必须匹配于超过温度收缩点外(即温度-焓率图中,复合曲线相互最接近的点)。这就意味着不能跨过收缩点传热(冷、热流体效用只能分别用在低于和高于收缩点处)。

4) 为了使不可逆性最小，流体流动要尽可能的平衡(即在换热器中 C^* 的值要尽可能等于1)。

5) 要尽可能使流动摩擦、节流以及其他固有的不可逆现象最小。

6) 如果具有低运行变量的流体流动可以应用，就要尽可能避免使用高温(与参考热力学状态比较)和大质量流量的流体(以使系统的㶲损失最小化)。换句话说，如果不需要就不要使用大的热势。然而如果想要从可用的高温流体中回收热量，如果可能就要尽可能避免用冷流体冲淡热流体。如果高温流体可以应用，而不增加高温材料的成本，最好使用未稀释的流体，因为这样将在高㶲流体中保留更多㶲。

结论，应注意热力学不可逆性导致换热器性能水平明显的恶化，它们不可能全部被消除，但总要加以评估，如果其成本显著，应被最小化。

参考文献

Ahrendts, J. , 1980, Reference states, *Energy*, Vol. 5, pp. 667-677.

Alt-Ali , M. A. , and D. J. Wilde, 1980, Optimal area allocation in multistage heat exchanger systems, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 199-201.

Bejan, A., 1988, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York.

Bejan, A., G. Tsatsaronis, and M. Moran, 1995, *Thermal Design and Optimization*, Wiley, New York.

Bosnjakovic, F., 1965, *Technical Thermodynamics*, Holt, Rinhart and Winston, New York (6th German ed., *Technische Thermodynamik*, Steinkopf, Dresden, 1972).

EES, 2000, *F_Chart Software*, Engineering Equation Solver, Middleton. WI.

Gregorig, R., 1965, Exergieverluste der Wärmeaustauscher (Exergy Losses in a Heat Exchanger), Teil 1, Reibung (Friction), *Chem. Ing. Techn.* Vol. 37, pp. 108-116; Teil 2, Englichen Temperaturunterschiedes (Finite Temperature Differences), pp. 524-527.

Gunderson, T., and L. Naess, 1988, The synthesis of cost optimal heat exchanger networks: an industrial review of the state of the art, *Comput. Chem. Eng.*, Vol. 12, pp. 503-530.

Kays, W. M., and A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed., Krieger Publishing, Malabar, FL.

Kmecko, I., 1998, *Paradoxical Irreversibility of Enthalphy Exchange in Some Heat Exchangers*, M. S. thesis, University of Novi Sad, Novi Sad, Yugoslavia.

Kotas, T. J., 1995, *The Energy Method of Thermal Plant Analysis*, Krieger Publishing, Melbourne, FL.

Linnhoff, B., D. W. Townsend, D. Balard, G. F. Hewitt, B. E. A. Thomas, A. R. Guy, and R. H. Marshand, 1982, *User Guide on Process Integration for Efficient Use of Energy*. Institution of Chemical Engineers and Pergamon Press, Oxford.

London, A. L., 1982, Economics and the second law: an engineering view and methodology, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 743-751.

London, A. L., and R. K. Shah, 1983, Costs of irreversibilites in heat exchanger design, *Heat Transfer Eng.*, Vol. 4, No. 2, pp. 59-73; discussion by W. Roetzel, in Vol. 5, No. 3-4, 1984, pp. 15, 17, and Vol. 6, No. 2, 1985, pp. 73.

Moran, M. J., and H. N. Shapiro, 1995, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York.

Peters, M. S., and K. D. Timmerhaus, 1980, *Plant Design and Economics for Chemical Engineerings*, McGraw-Hill, New York.

Sama, D. A., 1995a, Differences between second law analysis and pinch technology, *J. Energy Resour. Technol.*, Vol. 117, pp. 186-191.

Sama, D. A., 1995b, The use of the second law of thermodynamics in process design, *J. Energy Resour. Technol.*, Vol. 117, pp. 179-185.

Sama, D. A., S. Qian, and R. Gaggioli, 1989. A common-sense second law approach for improving process efficiencies, *Proc. Int. Symp. Thermodynami Analysis and Improvement of Energy Systems*, Beijing, Inernational Academic Publishing, Pergamon Press, New York, pp. 520-532.

Shah, R. K., and Skiepko, T., 2002, Entropy generation extrema and their relationship with heat exchanger effectiveness-number of transfer units behavior for complex flow arrangements, *Heat and*

Mass Transfer 2002, *Proc. 5th ISHMT-ASME Heat Mass Transfer Conf.*, Tata McGraw-Hill., New Delhi, India, pp. 910-919.

Sekulic, D. P., 1990a, A reconsideration of the definition of a heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 2748-2750.

Sekulic, D. P., 1990b, The second law quality of energy transformation in a heat exchanger, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 295-300.

Seklic, D. P., 2000, A Unified approach to the analysis of unidirectional and bi-directional parallel flow heat exchangers, *Int. J. Mech. Eng. Educ.*, Vol. 28, pp. 307-320.

Sekulic, D. P., 2003, A heuristic approach to an assessment of heat exchanger effectiveness, to be published in *Int. J. Mech. Eng. Education*, Vol. 31.

Shah, R. K., and A. Pignotti, 1989, *Basic Thermal Design of Heat Exchangers*, Report Int-8513531, National Science Foundation, Washington, DC.

Sontag, R. E., and G. J. Van Wylen, 1982, *Introduction to Thermodynamics*, Wiley, New York.

Zubair, S. M., P. V. Kadaba, and R. B. Evans, 1987, Second-law-based thermoeconomic optimization of two-phase heat exchangers, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 287-294.

习题

从以下给出的若干的选项中选出一个或几个正确答案。简单解释一下。

11.1 判断对错并给出详细解释。

A. 正确 错误 换热器设计问题的可行性解决方案中既不需要㶲分析也不需要热经济性分析。

B. 正确 错误 若没有清晰地利用热力学第二定律就不能准确获得温度效应的真实含义。

11.2 换热器的优化作为一个独立组成部分是有意义的。

A. 正确 B. 错误 C. 依赖于系统的实际应用

11.3 理想换热器在以下条件下适用：

A. $\varepsilon = 1$ B. $\dot{S}_{irr} = 0$ 和 $C^* = 1$

C. $\dot{S}_{irr} = 0$ 和 $C^* = 0$ D. $\nu = 0$

11.4 两种流体在混合交叉横向流动中温度分布为：

A. 都是两维的 B. 都是一维的 C. 一个是两维的一个是一维的

11.5 内在温度交叉意味着外面温度也交叉：

A. 总是正确 B. 总是错误 C. 对于某些流动是正确的

11.6 一种换热器的两种流体有相同的出口温度被认为是：

A. 最小熵增 B. 最大熵增

C. 最小换热效率 D. 最大换热效率

11.7 焓的定义是基于：

A. 只有热力学第一定律的应用

B. 只有能量平衡的利用

C. 热力学第一定律和第二定律的应用

D. 只有热力学第二定律的应用

11.8 判断对错并给出详细解释。

A. 正确 错误 在换热器中两种流体之间的温差减小总是有利于系统熵增的减小。

B. 正确 错误 跟没有混合存在的换热器相比，有混合存在的换热器性能会恶化(其他的设计参数将保持不变)。

C. 正确 错误 在换热器中最初的一种热流体与一种冷流体换热将会使冷流体温度更低。(在换热器内部任何地方)。

D. 正确 错误 对于有相同的 NTU 和 C^*，两个系列耦合的相同换热器将比两个平行耦合的相似换热器总体效率高。

E. 正确 错误 在两个平行耦合的换热器中，C_{max}的流体连续耦合而 C_{min}的流体平行耦合与 C_{min}的流体连续耦合相比，总体的换热效率要高。

F. 正确 错误 对于任何流动装置，如果有内部温度交叉将会有外部温度交叉。

G. 正确 错误 平均温差越低，逆流换热的效率越低。

H. 正确 错误 流体混合降低不可逆性且结果使得换热器效率降低。

I. 正确 错误 当 NTU 增加时，逆流换热器中不可逆性增加并且使得换热器效率增加。

J. 正确 错误 对于所有换热器的流动布置且在 $C^*>0$ 时，当 NTU 增加时，换热器效率将单调增加。

11.9 在工业换热器中，冷热流体的总熵增加是因为：

A. 换热器中的传热 B. 换热器中压降 C. 热流体向冷流体的泄漏

D. 污垢 E. 以上所有 F. 以上都不是

问答题

11.1 一个 1-2 TEMA J 型管壳式换热器。定义一个分析模型(一系列的微分方程和边界条件)可以充分描述管中和壳中流体的温度分布。假设所有流体性质、过程参数和换热器尺寸都已知。

11.2 板-翅式交叉流换热器中要知道某处的温度和流体流道中的温差需要模拟流体的温度场。通过换热器中心部分的两种流体为混合的交叉流的换热器的温度场遵循由以下微分方程定义的模型。

$$\frac{\partial\theta_1}{\partial\chi}+\theta_1=\theta_2 \qquad \frac{\partial\theta_2}{\partial\zeta}+\theta_2=\theta_1$$

边界条件为

$$\theta_1(0,\zeta)=1 \qquad \theta_2(\chi,0)=0$$

量纲为一变量和坐标如下。

$$\theta_j=\frac{T_j-T_{2,i}}{T_{1,i}-T_{2,i}},\ \chi=\left(\frac{x}{L_1}\right)NTU,\ \zeta=\left(\frac{y}{L_2}\right)C^*\cdot NTU$$

(细节参照 11.2.4)。确定温度分布 θ_j 作为量纲为一调和量 χ 和 ζ 的外部函数。

11.3　在交叉流换热器中流体1为完全混合，流体2为非混合，两种流体的温度分布有以下关系决定[参考例11.3,式(8)和(9)]。

$$\theta(\chi)=e^{-\mathscr{K}/C^*}\quad \theta_2(\chi,\zeta)=(1-e)^{-\mathscr{K}/C^*}$$

其中，$\mathscr{K}=[1-\exp(-C^*\cdot NTU)]/(C^*\cdot NTU)$。证明换热器的效率是由下式给出的。

$$\varepsilon=1-e^{-K/C^*}\qquad K=1-\exp(-C^*\cdot NTU)$$

11.4　假设一个换热器中是较小的比热容的非混合流体和其他完全混合流体。证明这种流动方式的换热器的效率是由 $\varepsilon=[1-\exp(-MC^*)]/C^*$，其中 $M=1-\exp(-NTU)$ 给出。确定给出 NTU 一个数值以适应换热器的最大熵产，在 $C^*=1$ 和0.1情况下。

11.5　通过使用质量和能量平衡，建出一个交叉流换热器的数学模型。这两种流体的进口温度可能是在各自的进口各不相同。模型的建立必须是以量纲为一的形式表示。模型应该包括确定温度分布的不同方程和相应的边界条件。假设稳定的静态过程。调用传统的换热器分析假设，除了进口温度的分布不均匀外。

11.6　使用在问题11.5中得到的常用模型，建立可以确定交叉流换热器两种流体温度分布的简化数学模型。需要考虑以下一些状况：

1）大比热容的混合流体；另一种流体是非混合的。

2）小比热容的流体是混合的；另一种流体是非混合的。

3）两种流体都是混合的。

11.7　对于混合—混合交叉流的情况，确定两股流体温度分布的准确解。流体进口温度是均衡的，换热器工作过程是稳定的。其他所有传统的关于换热器理论的假设都要用到。

11.8　对于混合—混合交叉流的情况，确定两股流体温度分布的准确解。混合流体是有较大比热容的流体。非混合流体的进口温度是不均衡的，换热器的工作过程是稳定的。其他所有传统的关于换热器理论的假设都要用到。提示：对于简化模型的通常的解决办法是假设两个进口温度是一致的。

11.9　确定两股流体处于非混合交叉流的特殊状态下温度分布的准确分析解。混合流体是比热容比较小的流体。非混合流体的进口温度是不均匀，换热器的工作过程是稳定的。其他所有的换热器理论的假设都要用到。提示：对于简化模型的通常的解决办法是假设两个进口温度是一致的。

11.10　对于在顺流或逆流换热器中量纲为一的温度差别，得出分析式。突出理论推导在求解分析式中的重要作用。

11.11　一个任意流量分布的两流体换热器有一个专门的传递单元 NTU 的数值和比热容 C^*。两流体的进口温度是已知的，比值是 $\vartheta=T_{1,j}/T_{2,i}$。得到了换热过程的熵产和通过方程式(11.33)给出的设计参数值之间的关系，其中压降是忽略掉的。然后计算逆流换热器在 $C^*=1$，进口温度比值是0.5的情况下的熵产。再计算在 $NTU=1$、5和10时的值，并讨论在增加换热器尺寸的情况下熵产的改变。最后，表示出式(11.28)在有限的压降情况下改变。

11.12　求解在换热器通道中流体的流动摩擦力产生的熵产。流体假设为不可压缩的，密度是 ρ 质量流量是 $\dot{m}$。沿流束长度方向上的压降是 $\Delta p=p_i-p_o$。进、出口温度分别为 T_i、T_o。

11.13　设计参数和换热器熵产之间的关系是由式(11.33)决定的。这个关系是11.11问题的题目。证明作用点应该等于出口温度还必须符合最大熵产的要求。假设温度效率随着

NTU 单调增加。计算一下符合最大熵产要求的传递单元的值，作用点处逆流换热器的 $C^{*}=1$。

11.14 比较两相交叉顺流、两相交叉逆流的分布见表 11.10。阐明热力学方面关于计算任意选定的一组设计参数，包括 $NTU=1$ 和 $C^{*}=1$ 情况下比较和检验计算结果的讨论。

11.15 标定一系列单通道交叉流换热器，见表问答题 11.15。通过在评估流动情况的不可逆性时使用启发式的方法，来比较这些换热器的效率，从而来标定这一系列换热器。

表问答题 11.15 单通道交叉流换热器

示 意 图	流 动 形 式
1 → 2	单流道交叉流，流体 1：非混合的反向耦合的；流体 2：溢出两股流体有相等的质量流量，单独混合
1 → 2	单流道交叉流，流体 1：非混合的反向联系的；流体 2：溢出两股流体有相等的质量流量，单独混合
1 → 2	单流道交叉流，流体 1：非混合的反向联系的；流体 2：溢出四股流体有相等的质量流量，单独混合

11.16 标定双通道交叉流换热器，见表问答题 11.16。通过在评估流动情况的不可逆性时使用启发式的方法，来比较这些换热器的效率，从而来标定这一系列换热器。在 $C^{*}=0.8$ 和 $NTU=1$、2、3 的情况下通过数字评估各个换热器的效率来校验结果。

表问答题 11.16 双流交叉换热器

示 意 图	流 动 形 式
1 → 2	双流道交叉—逆流，流体 1：非混合的反向耦合的；流体 2：完全混合
2	双流道交叉—逆流，流体 1：非混合的同向耦合的；流体 2：完全混合
1 → 2	双流道交叉—顺流，流体 1：非混合的反向耦合的；流体 2：完全混合
1 → 2	双流道交叉—顺流，流体 1：非混合的同向耦合的；流体 2：完全混合

11.17　电站冷凝器在如下的条件下工作。进入冷凝蒸汽进入冷凝器时温度为30℃(303K)质量是$x<1$(即蒸汽分数)。在冷凝侧的压力是4kPa。冷凝侧的压降是0.6kPa。冷流体(河水)进口温度是17℃(290K)。换热器出口出水的温度是27℃(300K)。在换热器(包括多种相关联的管道)冷却剂侧的压降是50kPa。假设水泵的工作压力损失可以忽略。另外，换热器(包括连接管道)的对于环境的热损失大约占冷凝器传热量的2%。确定数量和所有与换热器工作过程有关的不可逆性。

11.18　重新考虑问答题11.17(蒸汽电站冷凝器)的分析，但是现在包括了熵产评估的经济方面。先给这个熵产赋予一定的成本值，使其在母线能量运输成本中占有一定比例。相关数据见下表：

变　量	数值	变　量	数值
燃料消耗率/MW	1600	联合发动机或泵效率(%)	80
锅炉效率(%)	80	设备每年利率的12%的成本值/($/kW)	700
电网传递能量/MW	700	平均能量成本/($/$10^9$J)	3
联合汽轮机或发电机效率(%)	85	工作时间/(h/a)	4000

11.19　证明由热传导和流体通过排泄管道罐时的摩擦力产生的熵产由式(11.65)描述。明确求解这些关系时需要的所有假设。

11.20　一个换热器通道流过一种常数性质的流体。交叉区域是A_0，湿周直径是P。流体的质量流速是固定的。在流体和翅片之间的热传导率通过某一温度梯度ΔT，可以认为沿着短通道的流动方向上是常数。证明量纲为一的熵产可以式(11.16)方式写出，假设流体表示的是一种简单的有固定热物理性质的可压缩物质，没有相变。

11.21　可以表示出由有限温度梯度的热传导和流体摩擦引起的量纲为一的熵产按以下方式通过一等温管。

$$\frac{\dot{S}_{irr}}{\dot{m}c_p}=(\vartheta-1)\left(1-e^{-4jPr^{-\frac{2}{3}}\frac{L}{D_h}}\right)+\ln\frac{(\vartheta-1)e^{-4jPr^{-\frac{2}{3}}L/D_h}+1}{\vartheta}+$$

$$\frac{1}{2}\frac{f}{j}Pr^{\frac{2}{3}}\cdot Ec\ln\frac{(\vartheta-1)e^{-4jPr^{-\frac{2}{3}}L/D_h}+1}{\vartheta e^{-4jPr^{-\frac{2}{3}}L/D_h}}$$

使用质量、能量和熵平衡，表明如果流体被假设为完全发展的，那么结果是正确的。证明熵产对于一个选定的操作参数有最小值。对由空气和水作为工作流体的过程进行分析。

第 12 章　流动分布不均和管箱的设计

在换热器的基本设计理论中我们通常假设每侧流体在换热器的入口处，以及换热器管芯处均匀分布。然而在实际情况中，流动分布不均[注]是很常见的现象，而这种现象能很大程度地削弱换热器的性能。如同本章所述，在很多情况下这种影响是可以忽略的，认为换热器内部流动分布均匀的目的是为了满足换热器性能分析和设计的需要。

以下几个因素可以引起换热器内流动分布不均：①换热器的几何形状(机械设计特征,例如基本几何尺寸、制造工艺的限制以及公差等)；②换热器的运行条件(例如,由粘度或者密度引起的流动分布不均、多相流以及结垢现象)。由几何形状所引起的流动分布不均可分为下列几种情况①总体流动分布不均；②流道之间的流动分布不均；③集箱引起的流动分布不均。其中由流体粘性所引起的换热器内部流动分布不均及相关的流动不稳定现象是最常见的。

本章中，我们在 12. 1 节中主要讨论由换热器几何形状所引起的流动分布不均，在 12. 2 节中主要讨论由换热器的运行条件所引起的流动分布不均。接下来，我们在 12. 3 中介绍如何解决流动分布不均的问题。最后，在 12. 4 中主要讨论紧凑式换热器的管箱设计。

12. 1　由换热器几何形状导致的流动分布不均

换热器几何形状引起的流动分布不均，即是由于流体流动通道的几何尺寸不理想或者换热器的进口、出口，以及管箱、筒体、集管、接管的设计不合理等所造成换热器内部流动分布不均匀。这种类型的流动分布不均与换热器的结构和制造工艺(例如,管箱的设计,包括紧凑式换热器中的铜焊工艺在内的换热器管芯的制造工艺)是密切相关的。这种流动分布不均匀的现象在不同的换热器中有不同的特点，不能通过换热器运行条件的改变而明显变化。几何形状引起的流动分布不均与机械设计所诱导的非均匀现象有关，如①入口条件；②泄漏流和旁通流；

[注] 流动分布不均被定义为在换热器的任意一个端口及(或)中心部分，一侧或者两侧流体的质量流速分布不均匀。与之相对应，在流道、管箱或换热器内的理想流体流动是指在质量流速均匀条件下的流动。

③制造公差；④浅管箱效应[⊖]；⑤通用设备和换热器系统效应(Kitto 和 Robertson,1989)。

换热器中引发流动分布不均的最常见原因大致有三种：①总体流动分布不均(出现在换热器的入口截面上)；②流道之间的流动分布不均(相邻流道中流体的流动不均衡)；③集箱引起的流动分布不均(由换热器进口、出口,以及集管、管箱设计不合理造成)。首先，我们来讨论总体流动分布不均的情况。然后再研究流道之间的流动分布不均的情况，最后，对集箱引起的流动分布不均情况进行评价。

12.1.1　总体流动分布不均

总体流动分布不均的主要特征是在宏观上产生不均匀流动(由不完善的管箱设计或者在焊接、运行等制造过程中形成的流道堵塞所引起)。总体流动分布不均与局部传热表面的几何形状无关。这种流动分布不均可以造成①换热器压降的急剧增高；②换热量的减小。对于流体布置方式比较简单的换热器，为了预测在简单流道布置的换热器中这种流动不均所造成的影响，我们要利用特定的结论对这一问题建立一维或二维模型。

在单程逆流式和顺流式换热器中，流体在自由流通截面上出现的总体流动分布不均是一维的(与流动方向垂直)，而在单流程或多流程的交叉流或其他形式换热器中出现的流动分布不均则是二维或三维的。

我们首先用 N 阶入口速度分布方程来模拟一维总体流动分布不均的问题。我们将换热器划分成 N 个子单元，称为子换热单元，流体在每个子换热单元内是均匀流动的，但是不同的单元具有不同的质量流量。子换热单元的数量是任意选择的，但是要与换热器内流动分布不均情况相一致。3.2.1 节中所作的基本假设对每个子换热单元都是成立的。还需要引入下面两个理想化条件，以便将总体流动分布不均对各子换热单元以及对整个换热器所造成的影响进行量化。

1）对于理想化的 N 阶入口速度分布方程，换热器的总换热量等于 N 个并联子换热单元的传热量之和。

2）对于流动分布不均匀的换热器，子换热单元中流体热容量的和等于换热器中流体总的热容量。

基于这两个附加假设条件，可将不均匀流体视为由 N 个独立的均匀流体组成(例如,包含 N 阶速度分布方程)。通过将整台换热器模拟为由 N 个并联的子换热单元组成，进而可以计算出该逆流(顺流)式换热器的温度效率。在进行这种分析中，另一侧流体被看做是均匀分布的。如果逆流(顺流)式换热器中两种流

⊖ 当管侧使用轴向接管时(如果管箱太浅,则不能使由接管进入的流体充分膨胀以覆盖整个管板)，可能导致大量的流体只进入中间的流道而使得流动分布不均。

体分布都不均匀，那么可以将其划分成足够多的子换热单元，确保两种流体在每个子换热单元的入口处都是均匀分布的。对其他类型换热器而言，12.1.1.1 和 12.1.1.2 中所介绍的方法是无效的，只能用数值分析的方法来求解。

12.1.1.1　逆流换热器和顺流换热器

流体 1 具有 N 阶入口速度分布方程，流体 2 均匀分布的逆流或顺流式换热器，如图 12.1a 所示，我们将得到其温度效率和传热性能的表达式。这里的流体 1 和 2 分别是冷流体(热流体)或者热流体(冷流体)。因此，我们将对入口处具有二阶速度分布方程的换热器进行分析。

(1) 传热分析　以流体 1 具有 N 阶入口速度分布方程的逆流式换热器为例进行分析，如图 12.1a 所示。这种分析法对顺流式换热器同样有效。流体 2 视为均匀分布。我们将这个换热器划分成 N 个子换热单元，每一单元都遵循 3.2.1 中的基本假设。因此有

$$q=\sum_{j=A}^{N}q_j \tag{12.1}$$

其中，q 代表总换热量，q_j，$j=A,B,\cdots,N$，代表在第 N 个子换热单元中的换热量，每个子换热单元中两种流体的质量流速均维持不变，如图 12.1.b 所示。依据假设条件(包括上述两个附加假设条件)可有

$$q=C_1\left|T_{1,i}-T_{1,o}\right| \quad 和 \quad q_j=C_{1,j}\left|(T_{1,i}-T_{1,o})_j\right|,\quad j=A,B,\cdots,N \tag{12.2}$$

$$P_1=\frac{T_{1,i}-T_{1,o}}{T_{1,i}-T_{2,i}} \quad 和 \quad P_{1,j}=\frac{(T_{1,i}-T_{1,o})_j}{T_{1,i}-T_{2,i}},\quad j=A,B,\cdots,N \tag{12.3}$$

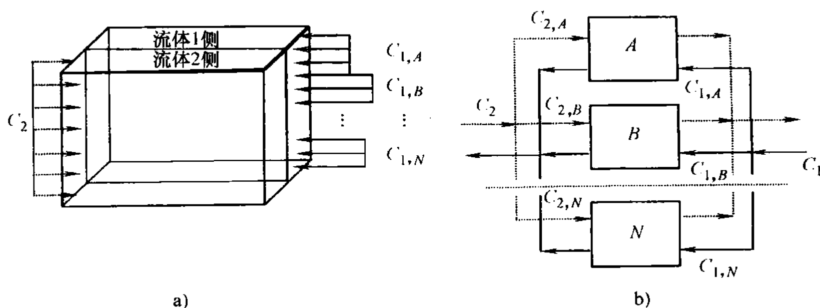


图 12.1　流体 2 均匀分布，流体 1 为理想的二阶函数非均匀分布的逆流式换热器

$$P_1=\frac{1}{C_1}\sum_{j=A}^{N}C_{1,j}P_{1,j} \tag{12.4}$$

其中有

$$C_1=\sum_{j=A}^{N}C_{1,j} \tag{12.5}$$

注意，无论在冷流体还是在热流体中，无论其热容量大还是小，无论其下标是1或2，只要出现流动分布不均现象，式(12.4)和式(12.5)都是有效的。我们可以用发生分布不均的流体代号来取代下标1，例如，我们可以将其写作 P_{ms} 和 C_{ms}。在每个子换热单元 NTU 和热容量已知的前提下，可以计算出式(12.4)中每个子换热单元中流体1的温度效率。

$$P_{1,j} = P_{1,j}\left(NTU_{1,j}, \frac{C_{1,j}}{C_{2,j}}\right), \ j = A, B, \cdots, N \tag{12.6}$$

其中，可用表3.6中所提供的表达式来计算式(12.6)中等式右侧的 $P_{1,j}(\cdot)$。

$$P_{1,j} = \begin{cases} \dfrac{1-\exp[NTU_{1,j}(1-R_{1,j})]}{1-R_{1,j}\exp[NTU_{1,j}(1-R_{1,j})]}, & \text{逆流式} \\ \dfrac{1-\exp[-NTU_{1,j}(1+R_{1,j})]}{1+R_{1,j}}, & \text{顺流式} \end{cases} \tag{12.7}$$

要使用式(12.6)来进行计算，必须首先确定每个子换热单元的 $NTU_{1,j}$、$C_{1,j}$ 和 $C_{2,j}$ 的值。要确定这些变量，需利用3.2.1中的标准假设计算出流体的自由流通截面积和比热容，如下所示。

$$A_o = \sum_{j=A}^{N} A_{o,j} \tag{12.8}$$

$$\frac{C_{1,j}}{C_1} = \frac{\dot{m}_{1,j}}{\dot{m}_1} = \frac{u_{1,j}}{u_1}\left(\frac{A_{o,j}}{A_o}\right)_1, \quad j = A, B, \cdots, N \tag{12.9}$$

同样，对于流体2我们也可以得到

$$\frac{C_{2,j}}{C_2} = \frac{u_{2,j}}{u_2}\left(\frac{A_{o,j}}{A_o}\right)_2, \quad j = A, B, \cdots, N \tag{12.10}$$

注意，式(12.9)和式(12.10)给出的关系式可以用式(12.5)分别简化成对应于流体1和流体2的两个等式。

式(12.7)中出现的传热单元的数量以及比热容的比值，可由下面的定义来确定。

$$NTU_{1,j} = \frac{UA_{1,j}}{C_{1,j}} = \frac{UA_1}{C_1}\frac{A_{1,j}}{A_1}\frac{C_1}{C_{1,j}} \tag{12.11}$$

$$R_{1,j} = \frac{C_{1,j}}{C_{2,j}}, \quad j = A, B, \cdots, N \tag{12.12}$$

注意，当逆流或顺流式换热器中所有子换热单元 $j = A, B, \cdots, N$ 的 D_h 和 L 都相等时，则有 $D_h = 4A_oL/A$。由 D_h 的定义可得式(12.11)中的 $A_{1,j}/A_1$ 为

$$\left(\frac{A_{o,j}}{A_o}\right)_1 = \left(\frac{A_j}{A}\right)_1, \quad j = A, B, \cdots, N \tag{12.13}$$

另外有

$$\left(\frac{A_{o,j}}{A_o}\right)_1 = \left(\frac{A_{o,j}}{A_o}\right)_2, \quad j = A,B,\cdots,N \tag{12.14}$$

我们可以用“性能(效能)恶化因子”来表示分布不均一侧流体的温度效能的减小。如下所示。

$$\Delta P_1^* = \frac{P_{1,ideal} - P_1}{P_{1,ideal}} \quad 或者 \quad \Delta\varepsilon^* = \frac{\varepsilon_{ideal} - \varepsilon}{\varepsilon_{ideal}} \tag{12.15}$$

其中，$P_{1,ideal}$代表流体分布均匀时的温度效能。

图 12.2 表示了总体流动分布不均对稳定($C^* = 1$)逆流式换热器的影响，以$\Delta\varepsilon^*$来表示，其入口为二阶入口速度分布函数(即有两个子换热单元)。对于给定的u_{max}/u_m和 NTU 的值，我们发现当二阶函数流动分布不均发生在相等的流通面积时，换热器的效能就会降至最低。流动分布不均对于逆流式换热器的影响会随着 NTU 数的增大而增加。注意，可用式(12.15)求出式(12.4)中温度效能 P_1 的减少量，不管发生分布不均的流体是冷流体、热流体、C_{max}流体还是 C_{min}流体，这种方法都是有效的。

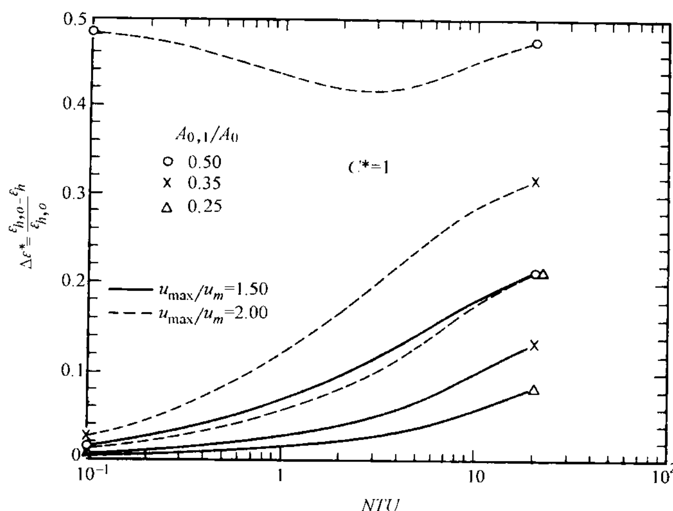


图 12.2 稳态换热器性能恶化因子 $\Delta\varepsilon^*$(摘自 Shah,1981)

注：$C^* = 1$，$N = 2$

我们可以将 N 阶函数速度分布理想化为等价的二阶函数速度分布。根据 12.1.2 中流道之间流动分布不均的分析，可以推测二阶函数速度分布会加剧换热器效能的恶化。因此，保守的分析，任何流动分布不均都可转化为二阶函数模型，可用换热器效能的变化来衡量其影响，而且，这种方法得出的结论可以代表最差情况下的结果。

如上所述，本节中主要讨论稳定($C^* =1$)逆流式换热器中出现的总体流动分布不均所产生的影响。因此，仅仅在这种特定的条件下，流动分布不均所产生的影响才会随着 NTU 的增大而增强。如果 $C^* \neq 1$ 或者流体布置方式为顺流，分布不均所产生的影响则会随着 NTU 数的增大而减弱。假设“效能—NTU”关系在每个子换热单元以及整个换热器中都有效，那么式(12.15)可用来验证上面的论述。而且，在很多实际工况中，真实的流动状况与稳定换热器是不同的。

(2) 压降分析　现在还没有一套严密的、可用来预测流动分布不均对换热器压降影响的理论。这是因为当流动分布不均匀时，入口和出口中心截面的静压是不均匀的，所以，中心处压降不变的假设在这里是无效的。下面介绍一种近似的处理方法。这种方法并不是通过对实际流动状况的精确模拟而得到的，因此使用时必须谨慎。假设在流体1的入口中心处具有二阶函数速度分布，如图12.1a所示($N=2$)。图12.1b所示为 $N=2$ 的顺流子换热单元。用式(6.28)估算流道内流体流速最高的特定子换热单元的压降 Δp_j。也可以假设图12.1所示的入口中心处流体流动均匀，从而得到流体1的 $\Delta p_{uniform}$。因此，作为一种保守的算法，流体1的最大压降 Δp_j(即 Δp_{max})即作为流体不均匀流动的压降。则流体不均匀流动造成的压降增大可表示为

$$(\Delta p)_{increase} = \Delta p_{max} - \Delta p_{uniform} \tag{12.16}$$

需要强调的是，不均匀流体的进、出口压降以及管束的摩擦压降要比均匀流体所对应的值大(在估算 Δp_{max} 时)。

对于两种工质的换热器而言，每侧流体的压降是相对独立的(由换热器内管束传热而造成的流体密度变化除外)，所以如果两侧流体都出现不均匀流动，上面所提到的计算步骤在两侧流体中均适用。因此对任意流动方式的换热器而言，上面的分析都是有效的。

例12.1　有一台逆流式换热器，由于管箱设计不合理造成其内部流动分布严重不均匀。在流体1侧，25%的自由流动面积区域内的流体流速比流体在换热器中的平均流速高50%。换热器的传热单元数 $NTU_1=3$。换热器内总的热容量基本相等(也就是说换热器是平衡的)。假设两种流体都是完全发展的层流流动(U 为常数)，试确定由流体流动不均匀而造成的流体1温度效能的减少量以及压降的增大量。

求解：

问题数据和简述：由本题的条件可知，与图12.1相似，只包含 A、B 两个子换热单元。下面是已知数据：

$$NTU_1=3 \quad u_{1,A}=1.5u \quad C_1=C_2 \quad A_{o,A}=0.25A_{o,1}$$

确定：不均匀流动流体的温度效能 P_1。

假设：3.2.1中所有假设条件(流体1质量流量均匀的假设除外)在本题中均

有效。流体 1 为二阶函数速度分布。虽然流动分布不均匀，仍然假设基于 A_1 和 A_2 的 U 保持常数。

分析：流动分布不均的换热器效能可以由式(12.4)来确定($j=A$ 和 B)。

$$P_1=\frac{C_{1,A}}{C_1}P_{1,A}+\frac{C_{1,B}}{C_1}P_{1,B}$$

利用式(12.13)和式(12.14)确定面积比之后，上面方程中所有参数均可确定。

$$\left(\frac{A_{o,A}}{A_o}\right)_1=\frac{A_{1,A}}{A_1}=0.25 \qquad \left(\frac{A_{o,B}}{A_o}\right)_1=\frac{A_{1,B}}{A_1}=0.75$$

$$\left(\frac{A_{o,A}}{A_o}\right)_1=\left(\frac{A_{o,A}}{A_o}\right)_2=0.25 \qquad \left(\frac{A_{o,B}}{A_o}\right)_1=\left(\frac{A_{o,B}}{A_o}\right)_2=0.75$$

同时有

$$\frac{u_{1,A}}{u_1}=1.5$$

其中，u_1 为流体 1 的平均流速。

发生流动分布不均的子换热单元热容量与流体 1 总热容量的比值可以由式(12.9)来计算，如下所示。

$$\frac{C_{1,A}}{C_1}=\frac{u_{1,A}}{u_1}\left(\frac{A_{o,A}}{A_o}\right)_1=1.5\times0.25=0.375 \qquad \frac{C_{1,B}}{C_1}=1-\frac{C_{1,A}}{C_1}=1-0.375=0.625$$

同样，流体 2 的子换热单元热容量与流体 2 总热容量的比值可以由式(12.10)来计算。

$$\frac{C_{2,A}}{C_2}=\left(\frac{A_{o,A}}{A_o}\right)_2=\left(\frac{A_{o,A}}{A_o}\right)_1=0.25 \qquad \frac{C_{2,B}}{C_2}=1-\frac{C_{2,A}}{C_2}=1-0.25=0.75$$

在计算出各自的 NTU 和 R 后，可用式(12.7)来确定温度效能。由式(12.11)求得 NTU 为

$$NTU_{1,A}=\frac{UA_{1,A}}{C_{1,A}}=\frac{UA_1}{C_1}\frac{A_{1,A}}{A_1}\frac{C_1}{C_{1,A}}=3\times0.25\times\frac{1}{0.375}=2.00$$

$$NTU_{1,B}=\frac{UA_{1,B}}{C_{1,B}}=\frac{UA_1}{C_1}\frac{A_{1,B}}{A_1}\frac{C_1}{C_{1,B}}=3\times0.75\times\frac{1}{0.625}=3.60$$

要计算效能必须先求出热容量之比，由式(12.12)有

$$R_{1,A}=\frac{C_{1,A}}{C_{2,A}}=\frac{C_{1,A}}{C_1}\frac{C_2}{C_{2,A}}\frac{C_1}{C_2}=0.375\times\frac{1}{0.25}\times1=1.50$$

$$R_{1,B}=\frac{C_{1,B}}{C_{2,B}}=\frac{C_{1,B}}{C_1}\frac{C_2}{C_{2,B}}\frac{C_1}{C_2}=0.625\times\frac{1}{0.75}\times1=0.8333$$

因此，由式(12.7)确定子换热单元的温度效能为

$$P_{1,A}=\frac{1-e^{-NTU_{1,A}(1-R_{1,A})}}{1-R_{1,A}e^{-NTU_{1,A}(1-R_{1,A})}}=\frac{1-\exp[-2.00(1-1.50)]}{1-1.5\exp[-2.00(1-1.50)]}=0.5584$$

$$P_{1,B}=\frac{1-e^{-NTU_{1,B}(1-R_{1,B})}}{1-R_{1,B}e^{-NTU_{1,B}(1-R_{1,B})}}=\frac{1-\exp[-3.60(1-0.8333)]}{1-0.8333\exp[-3.60(1-0.8333)]}=0.8315$$

由式(12.4)求得温度效能为

$$P_1=\frac{C_{1,A}}{C_1}P_{1,A}+\frac{C_{1,B}}{C_1}P_{1,B}=0.375\times0.5584+0.625\times0.8315=0.7291$$

对于两侧流体分布均匀的平衡逆流式换热器而言，换热器效率为

$$P_{1,ideal}=\frac{NTU_1}{1+NTU_1}=\frac{3}{1+3}=0.750$$

最后，由流动分布不均造成的换热器效能的降低[见式(12.15)]为

$$\Delta P_1^*=\frac{P_{1,ideal}-P_1}{P_{1,ideal}}=\frac{0.750-0.7291}{0.750}=0.0279$$

讨论和注释：从上面的结果容易看出，本例题中流体1中出现了相对较强的流动分布不均，其换热器效能降低了大约2.8%。在其他参数都相同的条件下，*NTU*越高的换热器效能降低得就越大(图12.2)。

12.1.1.2 交叉流式换热器

对每种流体均具有不同组合形式(混合或不混合)的交叉流式换热器而言，不能将适用于逆流或顺流式换热器的方法直接拓展后应用于此。只有当流动分布不均发生在不混合流体一侧，而不是流体混合一侧，这样才能够得到一个收敛解，下文将对其进行讨论。

(1) 混合—不混合式交叉流换热器，不混合侧流体流动分布不均　假设有一台单流程交叉流式换热器，不混合流体(流体1)发生不均匀流动。入口速度分布用N阶函数表示(图12.3)。流体1和2可以任意规定为冷流体或热流体。

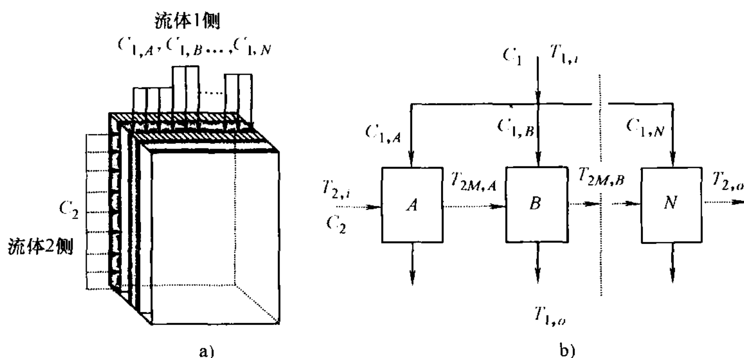


图12.3 逆流式换热器

注：流体2均匀分布且混合，流体1为理想化的二阶函数非均匀流动且不混合

换热器中总换热量为

$$q = \sum_{j=A}^{N} q_j \tag{12.17}$$

其中，q_j 代表每个传热单元的换热量或焓值的变化，如下所示[⊖]。

$$\begin{aligned} q_A &= P_{1,A}C_{1,A}(T_{1,i} - T_{2,i}) = C_2(T_{2M,A} - T_{2,i}) \\ q_B &= P_{1,B}C_{1,B}(T_{1,i} - T_{2M,A}) = C_2(T_{2M,B} - T_{2M,A}) \\ &\vdots \\ q_N &= P_{1,N}C_{1,N}(T_{1,i} - T_{2M,N-1}) = C_2(T_{2M,N} - T_{2,o}) \end{aligned} \tag{12.18}$$

在式(12.18)中，$T_{2M,j}(j=A,B,\cdots,N)$代表两个子换热单元之间流体 2 的混合平均温度。注意，式(12.17)左侧也可用下面的形式表示。

$$q = P_1C_1(T_{1,i} - T_{2,i}) \tag{12.19}$$

我们的目标是确定流体 1 的温度效能 P_1 与图 12.3b 中所示的子换热单元热容量之间的关系。由式(12.19)得

$$P_1 = \frac{q}{C_1(T_{1,i} - T_{2,i})} \tag{12.20}$$

将式(12.17)中的 q 代入式(12.20)中，并且应用式(12.18)所提供的关系式，我们得

$$P_1 = \frac{1}{C_1}\left(P_{1,A}C_{1,A} + P_{1,B}C_{1,B}\frac{T_{1,i} - T_{2M,A}}{T_{1,i} - T_{2,i}} + \cdots + P_{1,N}C_{1,N}\frac{T_{1,i} - T_{2M,N-1}}{T_{1,i} - T_{2,i}}\right) \tag{12.21}$$

式(12.21)中的温差比可以用式(12.18)中的关系来消除。

$$\begin{aligned} \frac{T_{1,i} - T_{2M,A}}{T_{1,i} - T_{2,i}} &= 1 - \frac{P_{1,A}C_{1,A}}{C_2} \\ \frac{T_{1,i} - T_{2M,B}}{T_{1,i} - T_{2,i}} &= \left(1 - \frac{P_{1,A}C_{1,A}}{C_2}\right)\left(1 - \frac{P_{1,B}C_{1,B}}{C_2}\right) \\ &\vdots \\ \frac{T_{1,i} - T_{2M,N-1}}{T_{1,i} - T_{2,i}} &= \prod_{k=A}^{N-1}\left(1 - \frac{P_{1,k}C_{1,k}}{C_2}\right) \end{aligned} \tag{12.22}$$

将式(12.22)与式(12.21)联立，整理得

$$P_1 = \frac{1}{C_1}\left[P_{1,A}C_{1,A} + \sum_{j=B}^{N} P_{1,j}C_{1,j}\prod_{k=1}^{j-1}\left(1 - \frac{P_{1,k}C_{1,k}}{C_2}\right)\right] \tag{12.23}$$

再次重申，在交叉流式换热器中，流体 1 不混合，流体 2 混合。图 12.3 所示的理想换热器的总体温度效能以及各子换热单元的温度效能，可根据相应的热容量比和传热单元数(见表 3.6)表达如下。

⊖ 为简化表达，省略绝对值符号。

$$P_{1,ideal}=\frac{C_2}{C_1}\left\{1-\exp\left[-\frac{C_1}{C_2}\left(1-e^{-NTU_1}\right)\right]\right\} \tag{12.24}$$

$$P_{1,j}=\frac{(T_{1,i}-T_{1,o})_j}{T_{1,i}-T_{2,i}}=\frac{C_2}{C_{1,j}}\left\{1-\exp\left[-\frac{C_{1,j}}{C_2}\left(1-e^{-NTU_{1,j}}\right)\right]\right\},\quad j=A,B,\cdots,N \tag{12.25}$$

其中有

$$NTU_1=\frac{UA}{C}\quad NTU_{1,j}=\frac{UA_j}{C_{1,j}},\ j=A,B,\cdots,N \tag{12.26}$$

当流体 1 的流动分布不均被看做二阶速度分布函数时，式(12.23)可简化为

$$P_1=\frac{1}{C_1}\left[P_{1,A}C_{1,A}+P_{1,B}C_{1,B}\left(1-\frac{P_{1,A}C_{1,A}}{C_2}\right)\right] \tag{12.27}$$

仅当流动分布不均发生在不混合流体侧并且混合流体侧流动分布均匀时，才能利用式(12.23)和式(12.27)来计算不均匀分布的流体温度效能。然而，如果分布不均的流体是混合的，而不混合流体侧流动分布均匀，那么就不能利用这种简化方法得到收敛解。这是因为，在这种情况下温度 T_{2M} 是不一致的，因此，当流体在下一个子换热单元的入口处作不均匀流动时，不能用表 3.6 中所列方程来确定换热器的效能。这个问题就变成非线性的问题，不能得到其闭合解，只能选择数值解法来对其进行求解。

注意，对于混合—不混合交叉流式换热器而言，式(12.6)、式(12.9)和式(12.11)是有效的，而式(12.10)、式(12.12)和式(12.14)是无效的，不能用它们来确定温度效能。

(2) 不混合—不混合交叉流式换热器　对于二维流动分布不均问题，曾有人只对不混合—不混合交叉流式换热器进行了数值分析。由在 Chiou 以及 Mueller 和 Chiou 相关著作中总结的一系列研究报告表明，Chiou 对一种和两种流体发生流动分布不均时的不混合—不混合交叉流式单程换热器进行了研究。当流动分布不均仅发生在一侧流体时，可得到如下结论。

1) 如果 C_{max} 流体侧发生流动分布不均，对于 $C^*<1$ 的换热器，当 NTU 接近于零时，热性能恶化因子 $\Delta\varepsilon^*$ 接近于固定值 0.06。性能恶化因子会随着 NTU 的增大而减小。对于 $C^*=1$ 的换热器，换热器热性能恶化因子会随着 NTU 的增大而增大。

2) 如果 C_{min} 流体侧发生流动分布不均，换热器热性能恶化因子会随着 NTU 的增大先增大后减小。

3) 如果两侧流体都发生流动分布不均，那么该换热器的性能恶化因子既可

能大于也可能小于一侧流体发生流动分布不均的情况，不存在一种固定的变化趋势。

一项关于流体入口温度呈二维不均匀分布对换热器造成影响的研究(Chiou, 1982)表明，入口温度分布不均匀对换热器效能所造成的影响要小于入口质量流量分布不均匀的情况。通过对各种不均匀分布流动模型的研究，我们得知在入口流动分布不均的情况下，换热器效能降低高达20%；而在入口温度分布不均的情况下，效能降低约12%，甚至在某些工况中入口温度分布不均还能提高换热器效能。在热流体入口温度较高的部分靠近冷流体的出口端，且冷流体入口温度分布均匀情况下，换热器的效能有所升高。在最近的研究中，Ranganayakulu 等获得了流体二维不均匀流动对交叉流板-翅式紧凑换热器热性能和压降影响的数值解。

例 12.2 分析一台交叉流式换热器，流体 1 不混合，流体 2 混合，并且流体 1 发生了明显的流动不均匀，$NTU_1=3$。两种流体的总热容量大致相等。如果在流体 1 中，总自由流通面积的 25% 区域内流体的流速比该流体在换热器内的平均流速高出 50%，试确定流体 1 的温度效能。

求解：

问题数据和简述：由本题的条件得知，本题可以参考图 12.3，只包含 A、B 两个子换热单元。已知条件如下。

$$NTU_1=3 \quad u_{1,A}=1.5u \quad C_1=C_2 \quad A_{o,A}=0.25A_{o,1}$$

确定：流体 1 的温度效能。

假设：3.2.1 中的所有假设条件(除了流体 1 分布均匀以外)在这里均适用。

分析：我们先来计算流体 1 在理想条件下(两种流体具有均匀的质量流量)不混合—混合交叉流式换热器的温度效能。由式(12.24)得

$$P_{1,ideal}=1-\exp[-(1-e^{NTU_1})]=1-\exp[-(1-e^{-3})]=0.6133$$

但是，在已知的流动分布不均的条件下，这种理想的效能是不能实现的。因此，我们应该用式(12.27)来计算这种情况下的温度效能。本题与例 12.1 相似，可以有

$$\frac{C_{1,A}}{C_1}=0.375 \quad \frac{C_{1,B}}{C_1}=0.625 \quad NTU_{1,A}=2.00 \quad NTU_{1,B}=3.60$$

合并 $C_2=C_1$ 后，可用式(12.25)计算 $P_{1,A}$ 和 $P_{1,B}$，即有

$$P_{1,A}=\frac{C_1}{C_{1,A}}\left\{1-\exp\left[-\frac{C_{1,A}}{C_1}(1-e^{-NTU_{1,A}})\right]\right\}$$

$$=\frac{1}{0.375}\left\{1-\exp\left[-0.375(1-e^{-2.00})\right]\right\}=0.7385$$

$$P_{1,B}=\frac{C_1}{C_{1,B}}\left\{1-\exp\left[-\frac{C_{1,B}}{C_1}(1-e^{-NTU_{1,B}})\right]\right\}$$

$$=\frac{1}{0.625}\left\{1-\exp\left[-0.625(1-e^{-3.60})\right]\right\}=0.7288$$

现在计算 $C_1=C_2$ 时流体1的温度效能。由式(12.27)有

$$P_1=\frac{1}{C_1}\left[P_{1,A}C_{1,A}+P_{1,B}C_{1,B}\left(1-\frac{P_{1,A}C_{1,A}}{C_2}\right)\right]$$

$$=P_{1,A}\frac{C_{1,A}}{C_1}+P_{1,B}\frac{C_{1,B}}{C_1}\left(1-\frac{P_{1,A}C_{1,A}}{C_2}\right)$$

$$=0.7385\times0.375+0.7288\times0.625\times(1-0.7385\times0.375)$$

$$=0.6063$$

实际的温度效能0.6063比理想条件下的0.6133小。最后，由式(12.15)来计算换热器效率的降低。

$$\Delta P_1^*=\frac{P_{1,ideal}-P_1}{P_{1,ideal}}=\frac{0.6133-0.6063}{0.6133}=0.0114$$

讨论和注释：由相对较强的流动分布不均所导致的交叉流式换热器效能恶化程度为0.0114，与相同条件下逆流式换热器的0.0279(见例题12.1)相比要小得多。例题12.1和例题12.2的结果表明，对于具有相同运行参数而采用不同流动方式的换热器而言，流动分布不均对逆流式换热器(因为对于给定的 NTU 和 C^*，逆流式换热器具有最高的 ε 值)造成的影响最大。

12.1.1.3 管侧流动分布不均以及其他类型换热器

Cichelli 和 Boucher 对1-1 TEMA E 型逆流管壳式换热器中出现的管侧流动分布不均进行了研究，并得到以下主要结论。

1) 当C_s/C_t较小时，例如$C_s/C_t=0.1$，对于 $NTU_s<2$ 的大规模的流动分布不均，换热器的性能损失可以忽略。

2) 当C_s/C_t较大时，例如$C_s/C_t>1$，对于 $NTU_s>2$ 的情况，可以看出换热器的性能损失，但是损失可以忽略。

3) 当 NTU_s 数较大，且$C_s/C_t=1$ 时换热器性能损失最大，从图12.2中可以发现这一点。

Fleming 以及 Chowdhury 和 Sarangi 已对逆流管壳式换热器中管侧流动分布不均的各种模型进行了深入研究。他们得出的结论是高 NTU 数的换热器更容易受到流动分布不均的影响。根据 Mueller 的研究，折流板布置良好的1-1逆流管壳式换热器(管侧流动分布不均,壳侧流体混合)所受到的流动分布不均的影响是最

小的。对于一侧流体流动均匀且不混合的管壳式换热器[①管侧流动分布不均，壳侧流体不混合；②管侧流体均匀分布，壳侧流体交叉流流动且分布不均]来说，流动分布不均对其性能的影响较大。

根据 Kutchey 和 Julien 的研究，匹配不当的空气和气体沿径向流动时，流动分布不均将显著削弱蓄热器的效率。

12.1.2 流道间的流动分布不均

具有不间断流道的紧凑式换热器，适用于无污垢的应用场合中。出现结垢时，最容易发生流道间的流动分布不均。这是由于不完善的制造工艺使得相邻的流道不可能具有完全相同的几何尺寸。当设计尺寸较小时(例如 $D_h = 0.5$mm 的旋转式蓄热器)，精确控制流道的尺寸就变得尤为困难。由于流道具有不同的尺寸和几何形状，其对应的流动阻力也不同，而流体会沿着流动阻力最小的路径流动，因此在流道区域中会产生流动的不均匀。与尺寸标准的流道相比，这种现象通常会造成压降的轻微减小和换热量的急剧降低。在对紧凑式旋转蓄热器的研究中发现，当连续流道中流体具有低的雷诺数时(例如层流流动)，这种影响就更加明显了。为了便于进行流道间流动分布不均的理论分析，将实际的分布不均表面相对于流道的公称尺寸理想化为包含大、小和(或)中间尺寸的流道模型。这些模型包括：①双流道模型(London, 1970)；②三流道模型；③N 流道模型(Shah 和 London, 1980)。有人曾对三角形和矩形截面的流道进行了研究，相同的分析法也可用来研究其他截面形状的流道。

这种分析法也适用于具有恒定壁温边界条件(例如，另一种流体发生冷凝或蒸发)的粘性油冷器的流动分布不均问题上。详细信息请参见 12.2.1 节。我们首先定义双流道内的流动分布不均。从方法论的角度而言，这种方法是最透明的，并且明确给出了如何对流动分布不均进行模拟。双流道模型对传热和压降的负面影响的预测值要比 $N(N>2)$ 流道模型的预测值大。

12.1.2.1 流动分布不均模型

双流道模型：我们认为换热器管芯流体的不均匀流动是由于两个流道的截面形状不同所造成的。流道截面的不同主要体现在①同类型流道的截面尺寸不同；②流道的截面形状不同；③上述两种情况同时存在。流道间流动分布不均的最常见的两种模型是板片间距不同和翅片间距不同，如图 12.4a 和图 12.4b 所示。为了便于分析，我们将实际的换热器管芯部分假设为由两个(或更多)各不相同的均匀流道——流道 1 和流道 2(或流道 N)组成。我们的目标是确定流道间流动分布不均所造成的换热器换热量和压降的减小。

为了建立模型，必须引入下面的假设条件。

1) 流体是水力和热力完全发展的(Nu = 常数，$f \cdot Re$ = 常数)。

2）流体的热物性参数为常数且均匀分布。

3）入口和出口处的压力损失可以忽略（换热器管芯的摩擦阻力占主导地位）。

4）对于多流道换热器，其入口和出口截面上的静压为常数并且均匀分布。

5）流过所有不均匀流道的流体总和与流过公称流道的流体总量相等。

6）所有流道的长度是相等的。

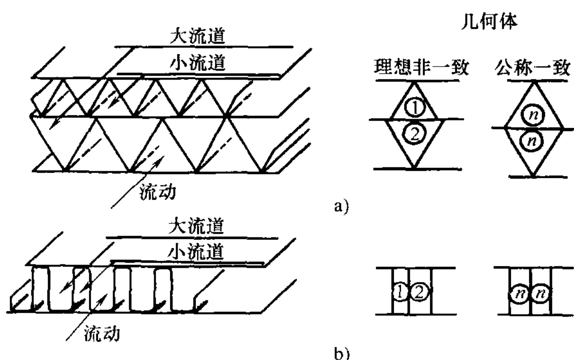


图 12.4　双流道流动分布不均模型（摘自 London，1968）
a）板片间距分布不均　b）翅片间距分布不均
注：流道的尺寸不相等。流道的公称尺寸可能较大、较小或介于中间，这取决于如何定义。

根据上面的第4）条假设，管芯处所有流道的压降（忽略流道的尺寸、截面形状以及流道内流体的分布的影响）是相等的。因此有

$$(\Delta p)_j = (p_i - p_o)_j \tag{12.28}$$

其中，

$$\Delta p_j = f_j\left(\frac{4L}{D_h}\right)_j\left(\frac{\rho_m u_m^2}{2g_e}\right)_j,\ j = 1,\ 2,\ n \tag{12.29}$$

这里，j 表示流道的类型。引入雷诺数和质量流量的定义后，式（12.29）可改写为

$$\Delta p_j = \frac{2\mu L}{g_e\rho}\left[\frac{f\cdot Re}{A_o D_h^2}\right]_j \dot{m}_j \tag{12.30}$$

对于双流道模型，将式（12.30）下标取 $j=1$ 和 2，求比值并简化得出

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{(f\cdot Re)_2}{(f\cdot Re)_1}\left(\frac{D_{h,1}}{D_{h,2}}\right)^2\frac{A_{o,1}}{A_{o,2}} \tag{12.31}$$

由式（12.28）可知，$\Delta p_1 = \Delta p_2$。式（12.31）为我们提供了两种流道中流体分布的百分数（比值）。用 $\dot{m}_n$ 表示流体的流量，$D_{h,n}$表示流道的水力直径，$A_{o,n}$表示流体的自由流通面积，则式（12.31）变为

$$\frac{\dfrac{\dot{m}_1}{\dot{m}_n}}{\dfrac{\dot{m}_2}{\dot{m}_n}} = \frac{(f\cdot Re)_2}{(f\cdot Re)_1}\left(\frac{\dfrac{D_{h,1}}{D_{h,n}}}{\dfrac{D_{h,2}}{D_{h,n}}}\right)^2\frac{\dfrac{A_{o,1}}{A_{o,n}}}{\dfrac{A_{o,2}}{A_{o,n}}} \tag{12.32}$$

对于双流道的流动分布不均而言，上面公式中，$\dot{m}_n = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$，并且所有带下角标

n 的变量都代表公称值(设计者可自行选择)，或者为1型流道、2型流道；也可以是介于两种几何流道之间的一种公称流道(在方程中使用标准化的 D_h 和 A_o)。

为了计算式(12.32)中出现的流通面积之比，我们认为换热器管芯前端的实际流道面积与公称流道面积大致相等。这样，在选择公称流道几何尺寸时就会有两种选择，相应地，$A_{o,j}/A_{o,n}(j=1,2)$ 的值是不同的，分别为

1）公称几何形状流道的数量是1型流道、2型流道数量之和，并且前端面积也具有相同的规律。在这种情况下有

$$\frac{A_{o,1}}{A_{o,n}}=\chi_1\frac{\hat{A}_{o,1}}{\hat{A}_{o,n}} \qquad \frac{A_{o,2}}{A_{o,n}}=\chi_2\frac{\hat{A}_{o,2}}{\hat{A}_{o,n}} \tag{12.33}$$

其中，$\hat{A}_{o,1}$、$\hat{A}_{o,2}$ 和 $\hat{A}_{o,n}$ 分别为1、2和 n 型流道中一个流道的流通面积，χ_1 和 χ_2 分别为1型和2型几何流道的数量占总流道数的百分数[㊀]。这种情况适用于锐角和圆角(或任意两种相似的流道)形状的流道。要注意，参与对比的两种流道的总数必须相等且前端面积都为常数，公称流道则不必考虑这些。但是，由于锐角和圆角流道内流体的自由流通面积是不同的，因此它们的公称流道内流体的自由流通面积是不相同的(见例题12.3)。

2）另外一种情况是在前端面积相等的条件下，公称流道的总数也可能与实际流道总数不一致。这种情况适用于对比与公称几何流道具有相等前端面积[㊁]的双流道模型(例如,大、小矩形或三角形流道的数量各占50%的情况,也可以为任意其他值)。在这种情况下，公称几何流道的总数与1型流道和2型流道的实际总数是不一致的。流通面积比 $A_{o,1}/A_{o,n}$ 和 $A_{o,2}/A_{o,n}$ 由下面的方程确定。

$$\frac{A_{o,1}}{A_{o,n}}=\frac{\chi_1\hat{A}_{o,1}}{\chi_1\hat{A}_{o,1}+\chi_2\hat{A}_{o,2}} \qquad \frac{A_{o,2}}{A_{o,n}}=\frac{\chi_2\hat{A}_{o,2}}{\chi_1\hat{A}_{o,1}+\chi_2\hat{A}_{o,2}} \tag{12.34}$$

式中对 $\hat{A}_{o,1}$、$\hat{A}_{o,2}$、χ_1 和 χ_2 的定义与式(12.33)中的相同。注意，由于此时两种流道数量占流道总数的百分数是已知的，我们在式(12.34)中用 $A_{o,j}/A_{o,n}$ 来取代 $\hat{A}_{o,j}$，$j=1$ 或2。

用式(12.30)可以计算出压降比(任一实际流道中的压降与公称流道内压降的比值)。如下所示。

㊀ 注意 $\chi_1=1-\chi_2$，根据定义，χ 表示第 i 型流道数量与总流道数量的比值。对于两个以上流道的情况，以下关系成立：$\sum\chi_i=1$。还要注意一般情况下 $(A_{o,1}+A_{o,2})/A_{o,n}\neq1$。这是由于根据我们的对于前端面积相等的假设，不同形状的流道其壁厚是不同的(见例12.3)。

㊁ 流道数必须为整数，所以将公称流道模型与双流道模型进行对比时，二者的前端面积不一定相等。但是，对于流道数量很大的紧凑式换热器来说，这种前端面积的差别可以忽略。

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_n}=\frac{(f\cdot Re)_1}{(f\cdot Re)_n}\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_n}\left(\frac{D_{h,1}}{D_{h,n}}\right)^2\frac{A_{o,n}}{A_{o,1}} \tag{12.35}$$

注意，两个公称流道与管芯处发生流动分布不均的两个实际流道（大流道和小流道）具有相同的流通面积（图 12.4 中的两个例子）。

如我们所知，由于流体会选择具有最小流动阻力的通道，如果我们用具有较大和较小流通面积的流道来代替公称流道，大部分流体会在流通面积较大的流道中流动。在质量流量保持不变的情况下，流道中流体的混合会导致换热器压降和换热量的减小[㊀]。这就意味着$\Delta p_1/\Delta p_n(=\Delta p_2/\Delta p_n)$会降低。由流道间的流动分布不均而引起的压降减小的增益为

$$\Delta p_{gain}=1-\frac{\Delta p_1}{\Delta p_n} \tag{12.36}$$

现在来确定由流道间的流动分布不均所引起的换热器效能的变化。不同截面形状的流道之间传热是不同的，这样也会造成流体 1 和流体 2 之间形成不同的温差。因此，我们不能考虑不同的流道，只能假设有两个并联流道 A 和 B，它们的平均传热系数分别为 h_A 和 h_B。为得到一个双流道换热器合适的 h 有效值，必须确定流道的几何参数、流体的物性参数、换热器内流动的布置方式以及 ε—NTU 的关系。下面将陈述一种方法，这种方法对于 $C^*=1$ 的双流道逆流式换热器（例如旋转式蓄热器）和 $C^*=0$ 的换热器（例如恒壁温的油冷器）都是有效的。关于其他流动布置方式的分析，请参考 Shah 和 London 的相关著作。

对于上面的这两种情况，我们用不均匀分布流体一侧的每个流道所对应的传热单元数 ntu_j 来表示传热结果，如下所示。

$$ntu_j=\left(\frac{hA}{\dot{m}c_p}\right)_j=\left(\frac{Nu}{Re\cdot Pr}\frac{4L}{D_h}\right)_j=\left(\frac{4kL}{c_p}\frac{NuA_o}{\dot{m}D_h^2}\right)_j,\ j=1,\ 2 \tag{12.37}$$

对于公称流道，用式（12.37）来定义 ntu_n。根据式（12.37），ntu_j/ntu_n为

$$\frac{ntu_j}{ntu_n}=\frac{Nu_j}{Nu_n}\frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_j}\left(\frac{D_{h,n}}{D_{h,j}}\right)^2\frac{A_{o,j}}{A_{o,n}} \tag{12.38}$$

在这个方程中出现的完全发展的层流流动的 Nu_j 和 Nu_n 可以根据合适的边界条件在表 7.3 中查得。注意，对于 $C^*=1$ 的逆流式换热器，边界条件为Ⓗ1或Ⓗ2。而对于 $C^*=0$ 的换热器，边界条件为Ⓣ。

$C^*=1$ 的逆流式换热器。在这种情况下，由式（3.85）可知，ε_j 和 ntu_j 的关联式如下。

㊀ 如式（12.28）～式（12.36）所示，拥有连续流道的再生器其性能（q 和 Δp）要低于形状相同的公称流道尺寸的再生器的性能。

$$\varepsilon_j = \frac{ntu_j}{1 + ntu_j}, \; j = 1, \; 2, \; n \tag{12.39}$$

其中，j 取决于是将研究的换热器单元视为由均匀的流道组成（公称流道），$\varepsilon_n(j=n)$，还是将其看作由两个子换热单元（1 型、2 型流道的效率分别为 ε_1 和 ε_2）组成。注意，由于我们用传热系数（与 NTU 中的换热器总传热系数 U 不同）来定义 ntu_j，因此，式(12.39)的换热器效能必须依据流道的壁温进行定义。

$$\varepsilon_j = \frac{T_{o,j} - T_i}{\overline{T}_w - T_i} = \frac{ntu_j}{1 + ntu_j}, \; j = 1, \; 2, \; n \tag{12.40}$$

其中，$\overline{T}_w$ 表示传热表面的平均壁温，T_i 表示流体在两个子换热单元和公称换热器的入口温度。而 $T_{w,j}$ 随 x 的分布与 T_j 随 x 的分布相平行，详见 Shah 和 London 的相关著作。我们假定温度 $\overline{T}_w$ 在两种几何流道的入口处是相等的，这样两种流道就具有相同的入口温差。当 ntu_n 为一特定值并且可以从式(12.32)中求得流体分布百分数时，那么式(12.40)的 ntu_j 可通过式(12.38)计算出来。

利用简单的能量守恒并假设流体是定比热容的，可以计算出两个子换热单元的效能，进而求得流动不均匀分布的换热器的平均效能。

$$\dot{m}\varepsilon_{ave} = \dot{m}_1\varepsilon_1 + \dot{m}_2\varepsilon_2 \tag{12.41}$$

需要强调的是，此处所作分析只是对换热器中一侧流体进行分析（旋转式蓄热器的热侧或者冷侧）。为了确定这些因素对换热器性能的影响，必须同时考虑另一侧流体所产生的影响，例题 12.3 将对此进行讨论。一侧流体的有效 ntu 为

$$ntu_{eff} = \frac{\varepsilon_{ave}}{1 - \varepsilon_{ave}} \tag{12.42}$$

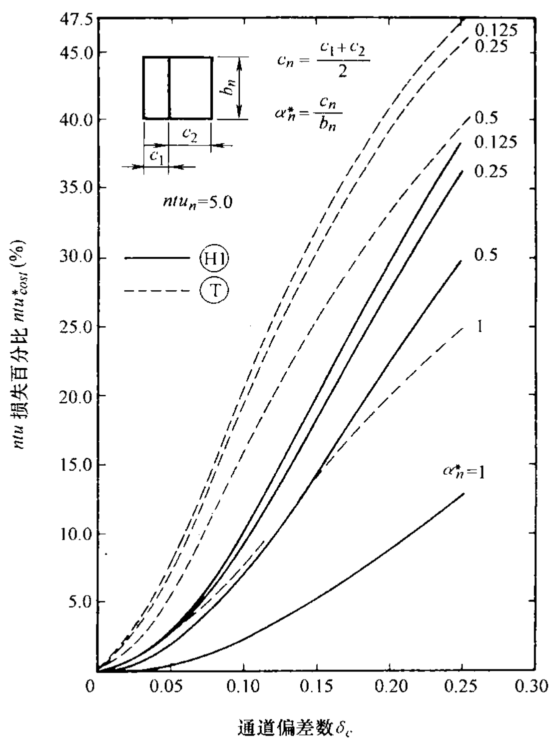
流道间的流动分布不均对 ntu 所造成的影响为

$$ntu_{cost} = 1 - \frac{ntu_{eff}}{ntu_n} \tag{12.43}$$

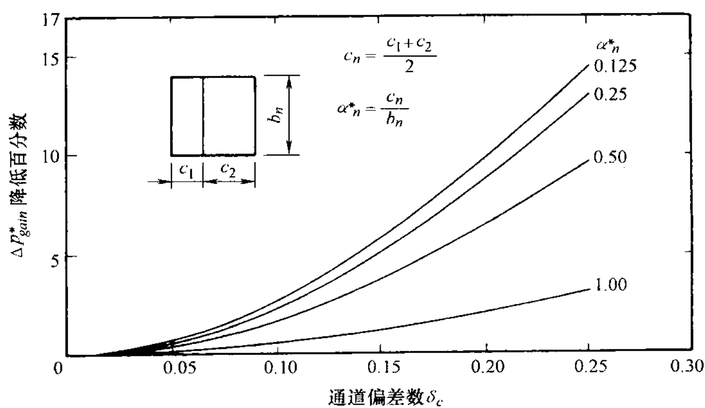
我们需要计算两侧流体的 ntu_{eff}，然后再来计算换热器的 NTU_{eff}，以便确定由流道间的流动分布不均所造成的换热器效能的降低，如例题 12.3 所讨论。

London 确定了板片间隙和肋片间隙流动分布不均的 ntu_{cost} 和 Δp_{gain} 并且得出结论——流道尺寸的偏移所造成传热单元数的减小，要比它所引起的压降的减小明显得多。

图 12.5 所示为矩形截面的双流道模型流道间流体不均匀分布的特殊解。这种双流道模型是由各占 50% 的大、小两种流道组成的，所谓大流道是指该流道的 c 大于公称流道的 c_n，假设用下角标 2 来表示则有 $c_2 > c_n$。反之为小流道，用下角标 1 来表示则有 $c_1 < c_n$，所对应的公称长宽比为 $\alpha_n^* = 1$、0.5、0.25 和 0.125。图 12.5a 所示为公称（设计）$ntu_n = 5.0$ 时，在边界条件Ⓗ1和Ⓣ下，ntu 的



a)



b)

图 12.5　矩形双流道流动分布不均的恶化因子（摘自 Shah，1981）

a）*ntu* 损失百分数随 δ_c、α_n^* 和热边界条件的变化趋势

b）Δp^* 减小的百分数随 δ_c 和 α_n^* 的变化趋势

减小趋势。在这里，ntu_{cost}代表 ntu 损失的百分比，流道偏离参数 δ_c 定义如下。

$$ntu_{cost} = 1 - \frac{ntu_{eff}}{ntu_n} \quad ntu_{cost}^* = \left(1 - \frac{ntu_{eff}}{ntu_n}\right) \times 100 \quad \delta_c = 1 - \frac{c_1}{c_n} \tag{12.44}$$

其中，ntu_{eff}为双流道模型流道间流动分布不均匀时的有效 ntu，而 ntu_n 为公称（或参考）流道的 ntu。从图 12.5a 可以发现，当 $\alpha_n^* = 0.125$ 且 $ntu_n = 5.0$ 时，10%的流道偏移量($\delta_c = 0.1$,这在高度紧凑式传热表面中是比较常见的)将造成 ntu_{H1}和 ntu_T 分别减小 10%和 21%。相比之下，当 $\alpha_n^* = 0.125$ 且 $\delta_c = 0.1$ 时，由流道间的流动不均匀分布所造成的压降减小只有 2.5%，如图 12.5b 所示。这里 Δp_{gain}^*定义为

$$\Delta p_{gain}^* = \left(1 - \frac{\Delta p_{actual}}{\Delta p_{nominal}}\right) \times 100 \tag{12.45}$$

根据图 12.5a 以及 Shah 和 London 的研究报告，可以得到以下结论：①Ⓣ边界条件下的 ntu 的损失要比(H1)边界条件下的 ntu 损失大得多；②公称 ntu 值越大，ntu 的损失也就越大；③对于给定的 δ_c，ntu 的损失要比压降的收益 Δp_{gain}大得多。

N 流道模型：Shah 和 London 将前面的分析扩展到 N 流道模型中。在 N 流道模型中，有 N 种不同尺寸的流道，但是其基本截面形状相同(三角形或矩形)。图 12.5a 和图 12.5b 所示的适用于矩形流道的变化趋势同样也适用于 N 流道模型。在 N 流道模型中，N 种不同尺寸的流道按照公称流道尺寸作正态分布，必须对 δ_c 重新定义。

$$\delta_c = \left[\sum_{i=1}^{N} \chi_i \left(1 - \frac{c_i}{c_n}\right)^2\right]^{1/2} \tag{12.46}$$

其中，χ_i 为第 i 型通道所占的比重。当 $N=2$，$\chi_i = 0.5$ 时，式(12.46)的 δ_c 即为式(12.44)的 δ_c。

截面为等边三角形的 N 流道流动不均匀分布模型的变化趋势总结在图 12.6 中。在这种情况下，流道偏移参数 δ_c 的定义修改为

$$\delta_c = \sum_{i=1}^{N} \left[\chi_i \left(1 - \frac{r_{h,i}}{r_{h,n}}\right)^2\right]^{1/2} \tag{12.47}$$

式中，$r_{h,n}$为公称流道的水力半径；$r_{h,i}$为第 i 型流道的水力半径，在双流道模型中，它们有如下关系：$2r_{h,n}^2 = r_{h,1}^2 + r_{h,2}^2$，但是只有流道截面形状为等边三角形时这一关系才能成立。图 12.6 所示的各参数的定性变化趋势与图 12.5 所示的矩形流道各参数的变化趋势是相同的。

注意，在 $N=2$ 和 $N>2$ 的情况下，ntu 和 Δp 与 δ_c 的关系曲线是重合的(如图 12.5 和图 12.6 所示)，不同的是当c_{max}/c_n相等时，双流道模型的 δ_c 值比 N 流道模型 δ_c 值大。因此，双流道模型给出的是换热器性能恶化的最严重结果。

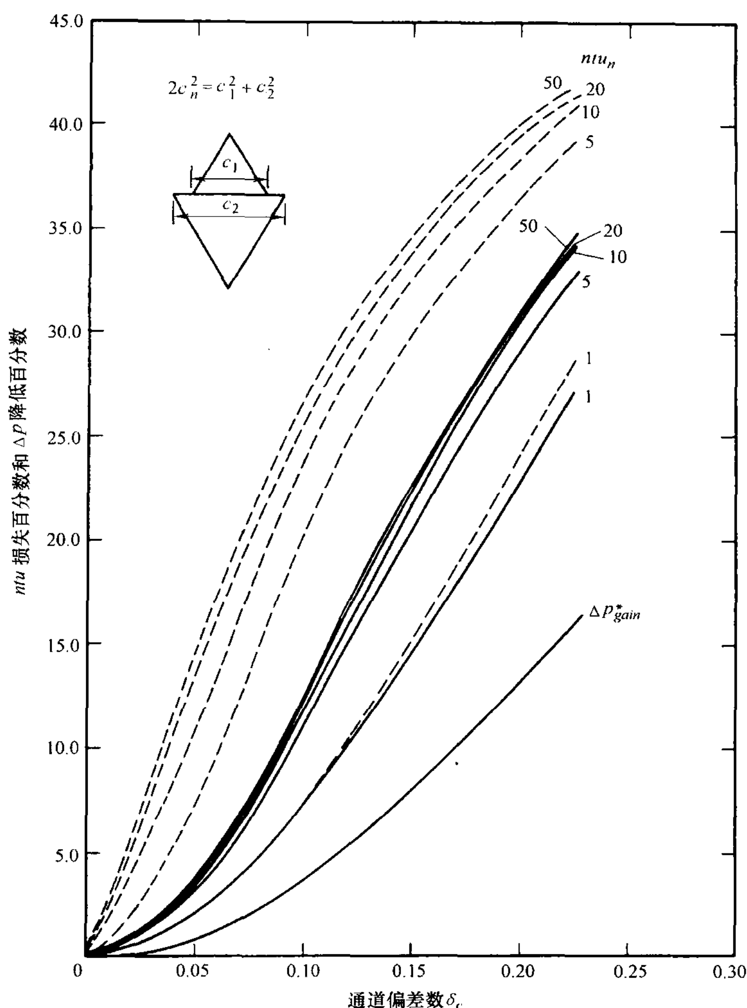


图 12.6　等边三角形流道中 N 流道流动分布不均的 ntu 损失百分数和 Δp 减小百分数随 δ_c 变化的趋势（摘自 Shah，1985）

$C^* = 0$ 的换热器。在这种情况下，利用式（3.84）可以得到 ε_j 和 ntu_j 的关系式如下。

$$\varepsilon_j = 1 - e^{-ntu_f}, \quad j = 1, 2, n \tag{12.48}$$

其中，j 的取值取决于是将换热单元全部按照公称流道 $\varepsilon_n(j = n)$ 来考虑，或者是将发生流动分布不均的换热器看作由两个子换热单元组成[1 型流道（$j = 1$）和 2 型流道（$j = 2$）的效率分别为 ε_1 和 ε_2]。发生流道间流动分布不均的换热器的平均效能可用式（12.41）计算。与前面所讨论的情况相似，流道间流动分布不均对

ntu(下角标为“*cost*”)所产生的影响定义为

$$ntu_{cost} = 1 - \frac{ntu_{eff}}{ntu_n} \tag{12.49}$$

其中，

$$ntu_{eff} = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon_{ave}} \tag{12.50}$$

更详尽的内容请参考 Shah 和 London 的相关著作。

例 12.3 一台车用燃气涡轮逆流旋转式蓄热器由三角形流道构成。由于管芯处采用了铜焊，一些流道变成了圆角三角形流道。因此，将蓄热器的所有流道理想化为：50% 的流道为圆角(三个角均为圆角)流道，另外 50% 的流道为锐角(三个角均为锐角)流道。试确定：

1) 在两种流道中流体分布的百分数。

2) 由于流道间的流动不均匀分布而造成的压降的变化。并将结果与所有流道均为锐角流道的理想情况的压降相比较，确定其压降是增大还是减小。

3) 由流动分布不均匀所造成的换热器效能的变化是增大还是减小了？

4) *ntu* 的变化。

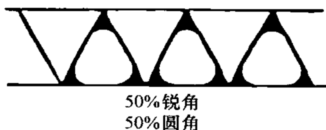
附加数据如下表所示：

符　号	锐角流道	圆角流道
$f \cdot Re$	13.333	15.993
Nu_{H1}	3.111	4.205
$\hat{A}_o/\hat{A}_{o,\Delta}$	1	0.868
$D_h/D_{h,\Delta}$	1	1.125

对于该蓄热器，燃气:空气 =50%:50%，$NTU_n=2.5$。忽略壁面的热阻，$C^*=1$，$C_r^* \to \infty$。

求解：

问题数据和简述：锐角和圆角流道内的流动阻力不同造成了流道间的流动分布不均匀，如图例 12.3 所示。上表给出了流道的所有热力和水力学参数，并且有 $\chi_1=\chi_1=0.5$，$NTU_n=2.5$ 以及 $C^*=1$。



图例 12.3　锐角和圆角流道

确定：流道间的流体不均匀分布对换热器传热和压降所造成的影响。

假设：假设换热器各流道内的压降均匀。3.2.1 节中的所有假设条件(除了通过蓄热器的流动分布均匀的假设以外)在这里都是有效的。

分析：可根据“通过换热器管芯的压降分布均匀”的假设条件来确定流体分布百分数。本例中将理想化的锐角流道作为公称流道。因此，由式(12.33)得

$$\frac{A_{o,1}}{A_{o,n}}=\chi_1\frac{\hat{A}_{o,\text{sharp}\Delta}}{\hat{A}_{o,\text{sharp}\Delta}}=0.5\times1=0.5\qquad\frac{A_{o,2}}{A_{o,n}}=\chi_2\frac{\hat{A}_{o,\text{round}\Delta}}{\hat{A}_{o,\text{sharp}\Delta}}=0.5\times0.868=0.434$$

由式(12.31)求得流体通过这些流道的质量流量的比值为

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}=\frac{(f\cdot Re)_2}{(f\cdot Re)_1}\left(\frac{D_{h,1}}{D_{h,2}}\right)^2\frac{A_{o,1}}{A_{o,2}}=\frac{15.993}{13.333}\left(\frac{1}{1.125}\right)^2\frac{0.5}{0.434}=1.092\qquad(1)$$

由式(1)得到

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_n}=\frac{\dfrac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}}{1+\dfrac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}}=\frac{1.092}{1+1.092}\Rightarrow\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_n}=0.522\quad\text{以及}\quad\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_n}=0.478$$

锐角三角形流道压降与公称流道压降的比值可以由式(12.35)来确定。

$$\frac{\Delta p_{\text{sharp}\Delta}}{\Delta p_n}=\frac{\Delta p_1}{\Delta p_n}=\frac{(f\cdot Re)_1}{(f\cdot Re)_n}\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_n}\left(\frac{D_{h,n}}{D_{h,1}}\right)^2\frac{A_{o,n}}{A_{o,1}}$$
$$=\frac{13.333}{13.333}\times0.522\times1^2\times\frac{1}{0.5}=1.044$$

同样的，我们可以将式(12.35)中的下角标1替换成2，就能求得圆角三角形流道压降与公称流道压降的比值，也是1.044，如下所示。

$$\frac{\Delta p_{\text{round}\Delta}}{\Delta p_n}=\frac{\Delta p_2}{\Delta p_n}=\frac{(f\cdot Re)_2}{(f\cdot Re)_n}\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_n}\left(\frac{D_{h,n}}{D_{h,2}}\right)^2\frac{A_{o,n}}{A_{o,2}}$$
$$=\frac{15.993}{13.333}\times0.478\times\left(\frac{1}{1.125}\right)^2\times\frac{1}{0.434}=1.044$$

各流道内的流动分布不均引起的换热器效能的变化与其各自的传热单元数有关。锐角和圆角通道的传热单元数与公称流道的比值可用式(12.38)来确定。

$$\frac{ntu_j}{ntu_n}=\frac{Nu_j}{Nu_n}\frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_j}\left(\frac{D_{h,n}}{D_{h,j}}\right)^2\frac{A_{o,j}}{A_{o,n}}$$

其中，$j=1$ 或2(分别对应于锐角三角形流道和圆角三角形流道)，由已知计算数据得

$$\frac{ntu_{\text{sharp}\Delta}}{ntu_n}=\frac{ntu_1}{ntu_n}=\frac{Nu_1}{Nu_n}\frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_1}\left(\frac{D_{h,n}}{D_{h,1}}\right)^2\frac{A_{o,1}}{A_{o,n}}=\frac{3.111}{3.111}\times\frac{1}{0.522}\times1^2\times0.5=0.9579$$

以及

$$\frac{ntu_{\text{sharp}\Delta}}{ntu_n}=\frac{ntu_2}{ntu_n}=\frac{Nu_2}{Nu_n}\frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_2}\left(\frac{D_{h,n}}{D_{h,2}}\right)^2\frac{A_{o,2}}{A_{o,n}}$$
$$=\frac{4.205}{3.111}\times\frac{1}{0.478}\times\left(\frac{1}{1.125}\right)^2\times0.434=0.9697$$

对于给定的 $NTU_n=2.5$，当 $C^*=1$ 时[见式(9.23)]，有 $ntu_n=ntu_h=ntu_c=5.0$，当 $ntu_n=5$ 时，可得

$$ntu_1 = 5 \times 0.9579 = 4.7893 \quad ntu_2 = 5 \times 0.9697 = 4.8483$$

于是，$C^* = 1$ 条件下具有两种流道的换热器的效能为

$$\varepsilon_j = \frac{ntu_j}{1 + ntu_j}, \ j = 1, \ 2$$

因此，锐角三角形流道的 ε_1 和圆角三角形流道的 ε_2 分别为

$$\varepsilon_1 = \frac{4.7893}{1 + 4.7893} = 0.8277 \qquad \varepsilon_2 = \frac{4.8483}{1 + 4.8483} = 0.8290$$

根据简单的能量守恒方程可以求得换热器的平均效能，由式(12.41)得

$$\varepsilon_{ave} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_n}\varepsilon_1 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_n}\varepsilon_2 = 0.522 \times 0.8277 + 0.478 \times 0.8290 = 0.8283$$

因此，由式(12.43)得出 ntu_{eff} 为

$$ntu_{eff} = \frac{\varepsilon_{ave}}{1 - \varepsilon_{ave}} = \frac{0.8283}{1 - 0.8283} = 4.8241 = ntu_{eff,h} = ntu_{eff,c}$$

由式(4.54)得出蓄热器的有效 NTU 为

$$NTU_{eff} = \frac{1}{\dfrac{1}{ntu_{eff,h}} + \dfrac{1}{ntu_{eff,c}}} = \frac{1}{\dfrac{1}{4.8241} + \dfrac{1}{4.8241}} = 2.412$$

于是，流道间流动不均匀分布的蓄热器效能为

$$\varepsilon_{eff} = \frac{NTU_{eff}}{1 + NTU_{eff}} = \frac{2.412}{1 + 2.412} = 0.7069$$

相比之下，全部为公称流道且流体均匀分布的蓄热器效能为

$$\varepsilon_n = \frac{NTU_n}{1 + NTU_n} = \frac{2.5}{1 + 2.5} = 0.7143$$

因此，蓄热器效能的损失为

$$\Delta\varepsilon_{loss} = \frac{\varepsilon_n - \varepsilon_{ave}}{\varepsilon_n} \times 100 = \frac{0.7143 - 0.7069}{0.7069} \times 100 = 1.0\%$$

讨论和注释：需要注意一点，在进行压降分析时，我们将锐角流道看作公称流道。因此，计算出的流道内流动不均匀分布情况下的压降要比理想化且流动分布均匀的锐角流道的压降大4.4%。这是因为与圆角三角形流道相比，锐角三角形流道具有较低的$f \cdot Re$。相比而言，由于圆角流道的热性能较差，因此流动分布不均会造成蓄热器效能的减小(1.0%)。这种比较是通过对发生流动分布不均的流道与公称锐角流道(这种流道具有较低的传热系数和摩擦因数)的传热性能进行比较而得到的。如果我们将圆角三角形流道视为公称流道，那么换热器的压降将减小，换热器的效能将有轻微的增大。

12.1.2.2 由其他原因造成的流道间流动的不均匀分布

最后，其他一些因素也能导致紧凑传热表面流道间流动的不均匀分布，例

如，铜焊和(或)结垢以及制造工艺的不完善等。在板、管或基础表面有镀层，而肋片上没有镀层的情况下，可控的大气铜焊和真空铜焊对 j 和 f 数据的影响都可以忽略，而且连接区域的面积与自由流通面积的比值小于10%。对于超紧凑换热表面或流道，这个比值可能会比较大(例如,当流道堵塞或由焊接引起的表面粗糙度不能被忽略的情况时,需要用到 j 和 f 的精确试验数据)。由于焊接而引起的阻塞会造成流道内压降的增大。盐浸钎焊(出于环保考虑已被淘汰的技术)对高度紧凑型换热表面粗糙度的影响在通常情况下是不能被忽略的(也就是说,h 或 j 的微小增大就可能导致 Δp 的急剧增高。Shah 和 London,1971)。可控的大气铜焊是一种先进的紧凑式换热器的装配工艺(Sekulic,1999)，由于镀层残渣微层在传热表面上的二次凝固，这种工艺能够提供非常均匀的流道分布以及均匀的肋面积分布(Sekulic 等,2001)。

12.1.3　集箱诱导的流体分布不均

除了由于结构特征的影响将集箱集成在板式换热器中，在许多其他应用中集箱通常是独立放置的。在板式换热器中，流体横向进入或流出集箱，在中心部分则是沿轴向流动的，在这里，我们将轴向定义为流体在板式换热器流道中的主要流动方向(图12.7a 和图12.7b)。在一些其他的应用中，流体也可以沿轴向流入、流出中心部分或者采用一种横向与轴向的结合方法(例如,入口横向而出口轴向;或者反之)。板式换热器中的集箱有两种基本类型：分流型与合流型。在分流型集箱中，流体横向流入，轴向流出。流体在集箱内的速度方向与集箱的轴向平行，并且从入口速度变化至零。与此相反，在合流型集箱中，流体由板式换热器中心部分流入集箱中，也就是说流体沿轴向进入集箱，并在换热器的另一端横向流出。在这种集箱中，流体的流速由零变至出口流速。当横向的分支互相连接后，集箱就会形成平行流和倒流系统，或者说是U形、Z形以及S形流动，如图12.7a 和图12.7b 所示。由于进口集箱与出口集箱具有相同的有效直径，且均与横向支管相连，因此这种构造本身就具有使流动分布不均的特质，这一点可通过图12.7c 和图12.7d 所示的典型压力曲线以及图12.7e 所示的流体质量流量分布曲线来证实。

要想对集箱进行模拟，必须首先确定轴向和横向上流体的流速以及静压的分布情况。在板式换热器中，利用流道将进口集箱和出口集箱连接起来，就能够得到集箱模型的分析解(Bajura 和 Jones,1976;Edwards 等,1984;Shen,1992)或数值解(Majumdar,1980;Thonon 等,1991;Heggs 和 Scheidt,1992)。分析解模型中存在的主要问题就是很难找出一条能够用于计算能量和压力损失，并且适用于伯努利方程的流线。目前，前沿的设计程序都是使用商业或私人 CFD 代码编写的。只有通过数值模拟才能得到最精确的模型，有兴趣的读者可参考本节后面的参考文献。

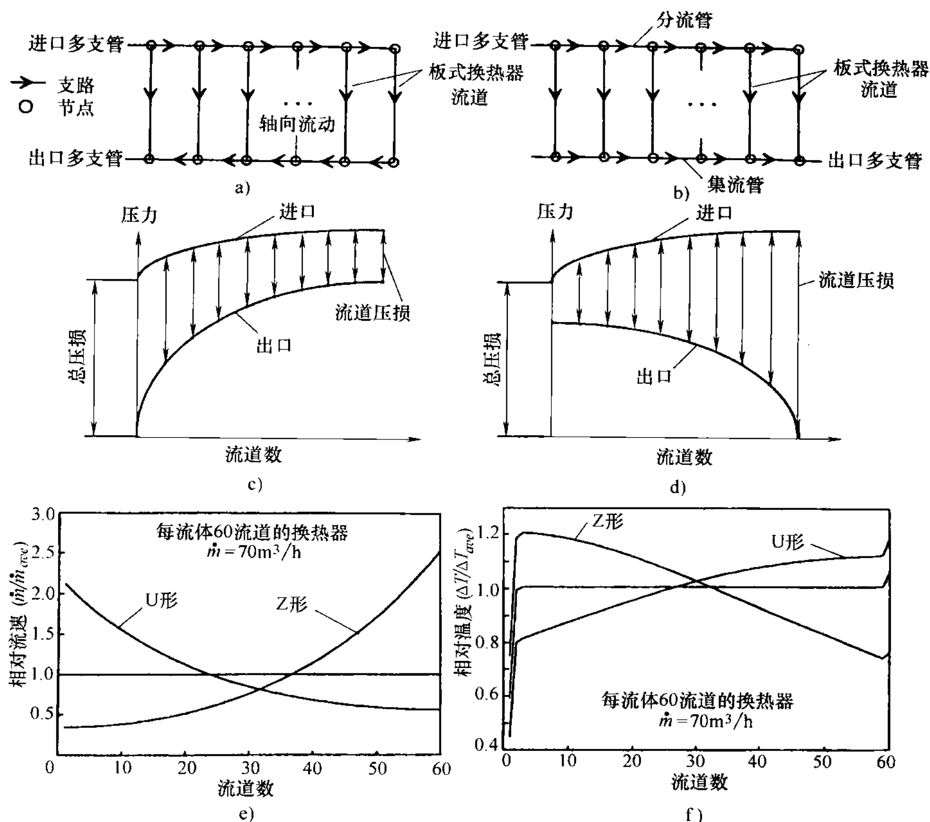


图 12.7　集箱的结构形式

a) U 形流或顺流布置　b) Z 形、S 形或逆流布置　c) U 形布置压力分布
d) Z 形布置压力分布　e) 典型流动分布　f) 典型温度分布

对于集箱诱导的流动分布不均，传统的分析方法是采用一种简化办法，即不考虑横向流道中的流动阻力。Bajura 和 Jones 为集箱系统定义了一套通用方程。这个模型由以下两部分组成：①压力流方程；②流动分布方程，包括相关的边界条件。利用分流和合流流体在分支接点处的连续性方程以及动量方程，以及释放方程(该方程可提供多集箱与横向流道间的压差关系)来获得这些方程。因此，这个模型是利用流动基本原理的而得到的，即对集箱中的流体使用连续性方程和动量方程，对横向流动的流体(流道中的流体)使用释放方程。对于简单的分流、合流系统，试验结果与理论分析吻合较好。

Shen 将 Bajura 和 Jones 的研究做了数值扩展，考虑了集箱中的流动摩擦以及由集箱向横向分支中分流而产生的流体动量损失。Datta 和 Majumdar 对 U 形和 Z 形流动方式进行了数值研究，发现了换热器中心部分的流动分布取决于以下三个

量纲为一组：①分支与集箱的流动面积比 A_o^*；②集箱的阻力参数 F；③横向分支的压力损失系数 K_b。这三个量纲为一的量的定义式分别为

$$A_o^* = \frac{N_c A_{o,b}^2}{A_{o,m}^2} \quad F = \frac{\pi f_m L_m D_p}{N_c A_{o,b}^2} \quad K_b = \frac{\Delta p}{\frac{\rho u_m^2}{2g_c}} \tag{12.51}$$

其中，N_c 为板式换热器中一侧流体的流道数，$A_{o,b}$为一个分支流道或换热器的自由流通面积，D_p 表示连接管或者集箱的直径，$A_{o,m}$是集箱的通流面积，下标 m 代表集箱。注意，式(12.51)中出现的压力损失系数 K_b 与式(6.28)的中括号内的项是相等的。这些参数所产生的影响主要有以下几点(Datta 和 Majumdar,1980)。

1）流体横向流动分布的相对变化随着 A_o^* 的增大而增强。

2）在相同的条件下，逆流集箱中的流体分布要比顺流集箱中的流体分布更加均匀。

3）在逆流集箱和顺流集箱中，流体的最大流量分别出现在第一个接管和最后一个接管处。

4）阻力参数的影响通常要小于面积比 A_o^* 的影响。

通过对集箱中流体分布比较均匀的系统进行研究，可以得到如下的结论以及集箱系统的设计规则。

1）如果在板式换热器的一个给定流体通道中，流道的数量少于 20 个，那么流动分布不均的现象不明显。

2）流体流量的增加，板片数量的增加以及流体粘性的降低都会造成集箱系统中(U 形和 Z 形流动布置方式)的流动分布不均。

3）在 U 形集箱系统中，最大流量出现在第一个接管处，而在 Z 形集箱系统中，最大流量出现在最后一个接管处。这两种布置方式均不能在板式换热器或者横向分支中产生流体均匀分布。但是，在 U 形集箱系统中更容易获得相对均匀的流体分布。

4）为了减少板式换热器中出现的流动分布不均现象，进口集箱的流通面积应该比横向分支(换热器中心部分)的流通面积大。接管的直径越大，流体在换热器中心部分的分布就越均匀。也就是说，当集箱中的压降与换热器总压降的比值较大时，板式换热器中心部分的流动分布不均就会增强。

5）为了使流体在不发生热交换的中心部分分布更加均匀，如图 12.12b 所示合流集箱(图 12.7a 和图 12.7b 中的出口集箱或管路)的流通面积应该比如图 12.12a 所示的分流集箱(图 12.7a 和图 12.7b 中的进口集箱或管路)大。如果换热器中心部分存在热交换，那么必须首先根据流体密度的变化来调整流通面积，而且集箱的流通面积应该取得比计算值稍大一些。

6）Z 形多次分流系统中容易出现流体的回流现象，这是由于流体的分布不

均所引起的。

7）根据有限的测试，可以将2-2 Z形布置方式看作每个通道都处于不同的换热器中。

Thonon等，以及Heggs和Scheidt对具有U形和Z形流体布置方式的板式换热器进行了分析。这些板式换热器由60个流道组成，每侧流体各有30个流道。他们发现，当两种流体从换热器的同一端流入时，无论该换热器是U形还是Z形布置方式，换热器性能只降低2%（与理想化的流体均匀分布情况相比），这在实际应用中是可以忽略的。图12.7f为典型的温度分布。但是，在U形和Z形流动布置方式中，流体还可以分别从换热器的两端流入。根据图12.7e，Z形流动布置方式中流体在入口端的流道中具有较小的流量或流速，而在出口端的流道中具有较大的流量或流速。当换热器采用Z形流动布置方式，且两种流体分别从换热器的两端流入时，存在两种可能：①最后一个流道中的流量最大；②最后一个流道中的流量最小。对于采用U形流动布置方式的换热器，当两种流体分别从换热器的两端流入时，也会出现类似的情况。Heggs和Scheidt的研究表明，当两种流体分别从板式换热器的两端流入时，流体的分布不均对板式换热器性能的影响非常剧烈（在这种情况下能够达到15%）。

由前述的各种结果，我们发现如果两种流体从板式换热器的同一侧流入，集箱系统对流体分布、压降会产生极大的负面影响，对换热器总传热系数降低的影响会相对较小。但是，如果流体从两端流入，那么就会同时造成板式换热器的流体以及温度的不均匀分布。而在1.5.2.1中，我们曾提到板式换热器的一个优点是每种流体的所有微粒在换热器内的停留时间是相同的，前述的结果表明，板式换热器结构上存在的问题会造成严重的流体和温度分布不均，进而使得流体在换热器中的停留时间不相同。如果在整个传热面积上需要对停留时间或温度进行控制，那么必然会影响到板式换热器在化工和食品行业中的应用。

12.2 运行条件引起的流动分布不均

运行条件（温度水平、温差、多相流条件等）不可避免的会对换热器流体的热物理性质（粘度、密度、品质）和（或）过程特性（例如波动的产生）产生影响，这些因素都会引起各种各样的稳态或瞬态的流动分布不均。接下来，我们对粘性诱发的流体不均匀分布（多出现在油类流体中）对换热器性能的影响进行总结。对于由相变引发的流动分布不均，详细内容可以参考Hewitt的相关著作。

由于换热器不同的管路（流道）中具有不同的换热量，这就会造成流体粘度的变化，进而引起流体流动不稳定和分布不均匀。我们讨论下面的两种情况①恒壁温条件下液体冷却时发生的流体流动不稳定和分布不均匀（例如，另一侧的流

体进行冷凝或蒸发)；②无相变换热器中一侧流体为粘性流体，另一侧为气体或其他液体，且粘性流体被加热或冷却。

12.2.1 流动不稳定的液体冷却器

当换热器中的流体有一种或多种为液态时，且粘性液体是被冷却的，这时就有可能出现流动不稳定现象。层流流动($\Delta p \propto \mu$)比湍流流动($\Delta p \propto \mu^{0.2}$)更易发生流动分布不均匀与流动不稳定现象。Mueller 提出了一种用于确定流体压降和质量流量(单管层流冷却器)的方法，其前提是在多管换热器中由于流体不均匀分布而造成的流体流动不稳定已被消除。Putnam 和 Rohsenow 研究了层流换热器的不互连的平行流道中出现的流动不稳定现象。

粘性液体被冷却时，液体的局部温度 T_m 沿流动长度 L(图 12.8a)可能会达

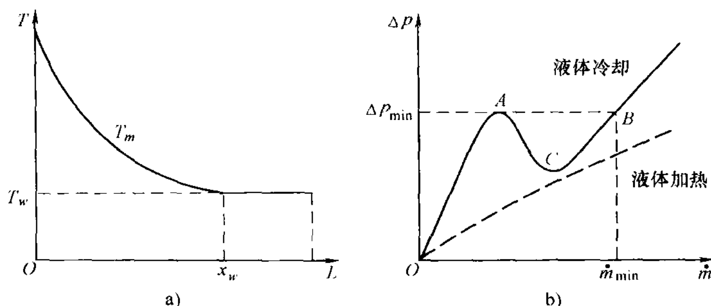


图 12.8　粘性液体分布和压降变化规律(摘自 Mueller,1974)

a) 粘性液体在管子入口区域的温度分布

b) 单管路(流道)中层流液体流动冷却时，压降随质量流量的变化规律

到壁温 T_w，也可能达不到，这取决于液体的流速和管子的长度。如果达到了恒定的壁温，那么液体的温度以及粘性在后面的流动中都保持常数，该常数取决于壁温 T_w[即，$\mu=\mu_w(T_w)$]。在前面的流动区域中，液体的粘性是其局部温度 T_m 的函数，即，$\mu=\mu(T_m)$。流道进出口之间的总压降可近似看做是液体在两个不同的粘性区域的压降之和：①介于管子入口和轴向上某个位置 x_w 的区域，在这个区域中，液体的 μ 取决于 T_m；②介于轴向上 x_w 点与管子出口的区域，在这个区域中，液体的 μ 仅与壁温 T_w(恒定的)有关，如图 12.8a 所示。假设我们可以在介于管子入口和轴向上某个位置 x_w 的区域中定义一个平均粘度 μ_{ave}，以便于在标准压降方程中利用它得到这个区域的真实压降。在从点 x_w 到管子出口($x=L$)的区域中，我们用 μ_w 来计算压降。总压降为上面两种压降之和，图 12.8b 中的实线表达了总压降随流量的变化趋势(Mueller,1974)，并且可作如下解释。在任何低流量 $\dot{m}$ 的情况下，由于液体在整根管子中均具有 μ_w，其压降会随着 $\dot{m}$ 的增加而迅速增大，有时候甚至是线性变化。随着液体流量的增大，多数管子中的液

体粘度达到μ_{ave}，而粘度为μ_w的液体只分布在少数管子中。当图12.8a中的$x=x_w$点变为$x=L$时，管子中的压降就达到了最大值(即图12.8b中的A点)，而且该最大值取决于μ_{ave}与μ_w的比值。释放温度开始升高，流体在整根管子中的粘度都达到μ_{ave}，并且不断减小，对应的压降将持续减小至如图12.8b中所示的C点。由于μ_{ave}对压降的影响(使压降减小)要比$\dot{m}$增大对于压降的影响(使压降增大)小，因此，随着流量$\dot{m}$的进一步增大，液体的压降又会增大。注意，如果换热器中包含不止一个流道(也就是多管程换热器)，那么即使在给定的压降下，图12.8b中所示的A和B两个点之间也有可能出现多个不同的流量。流体的不稳定流动就在这个区域内产生。如果在多管程冷却器中，每根管子内流体的质量流量$\dot{m}_m$(假设流体分布均匀)比图12.8b中所示的$\dot{m}_{min}$大，那么在这个多管程冷却器中就不存在由流动分布不均诱发的流动不稳定现象。前面的分析都是基于以下假设条件的：①管内流体作完全发展的层流流动；②粘度仅是流体的物性参数，并且沿流道发生变化；③流动过程中主要考虑流道的摩擦压降的影响；④将壁温看做是恒定的，并且低于流体入口温度。

注意，如果一种粘性液体在恒壁温的管子中被加热，随着流动的增强，液体的粘度沿管长方向上不断降低，但是，这种降低的程度要低于液体流量增大的程度。因此，当液体被加热时，其压降会随着流量的增大而单调的上升，如图12.8b中虚线所示。在这种情况下不会出现流体不稳定流动的现象。

对于气体来说，其粘度会随着温度的升高而增大。因此，当用恒壁温的管子来加热气体时就会出现流动分布不均的现象，当气体被冷却时则不会出现这种现象，这恰好与液体的情况相反。当液体的温降或气体的温升增大时，在管壁温度恒定的边界条件下，流体的流动分布不均现象就会非常明显。

例12.4 稳定且完全发展的层流流动的粘性液体在管式换热器中流动，该换热器在横向管箱中用两排管子来连接进出口接管。管箱中的压降可以忽略不计。液体动力粘度的减小与其温度的升高呈指数关系，其他参数可近似看作常数。流道壁面的温度可以低于或高于液体的温度，这主要根据管侧流体被蒸发还是被冷凝来确定。这样，沿着管长方向上的壁温是均匀的且保持常数。流体在每根管子中的流量都在如图12.8b所示的A、B两点之间。试确定在这台换热器中，会存在下述三种情况中的哪一种：①对于液体被加热和被冷却这两种情况，粘性液体在两排管子中的质量流量将不相同；②仅在液体被加热的情况下出现粘性液体在两排管子中的质量流量不相同的现象；③仅在液体被冷却的情况下出现粘性液体在两排管子中的质量流量不相同的现象。

求解：

问题数据和简述：该液体具有以下特性：$\mu=\mu(T)$；如果$T_1<T_2$，那么就有$\mu_1=\mu(T_1)>\mu_2=\mu(T_2)$，而当$T_1>T_2$时，则有$\mu_1=\mu(T_1)<\mu_2=\mu(T_2)$。下标1

和2代表在所要考虑的温度范围内的任意两种温度 $T_1 \neq T_2$ 的流体。流体在两排管子内流动(图例12.4A中的 A、B 两点)，液体的温度 T_1 可以高于或低于壁温 T_w。

粘性液体
凝结或蒸发流体
多支管
管排A
管排B
p_i
p_o
多支管
$x=0$ $\Delta p_A=\Delta p_B=p_i-p_o$ $x=L$

图例12.4A 流体流动示意图

确定：在被加热和(或)被冷却的条件下，是否会出现粘性液体在两排管子(与相同的换热器进、出管箱相连接)中的流量不相同的现象。

假设：该流体作稳定层流流动。管箱中的压降忽略不计。因此，管箱间两管排的压降是相等的。除了粘度之外该液体其他热物性质均为常数。假设液体粘度与温度之间的关系式为 $\mu = C_1\exp(C_2/T)$，其中 C_1 和 C_2 为常数。入口和出口的压降忽略不计。管侧热阻可控(例如,壁温为常数,也就是说,流道外的传热系数很大)。

分析：管内完全发展的层流流动压降可以由式(6.67a)求得，也可以在假设 P 与 D_h 无关的条件下，由式(13.2)直接求得。

$$\Delta p = \frac{1}{D_h^3}\left[\frac{1}{2g_c}\frac{\mu}{\rho}\frac{16L}{P}\dot{m}(f\cdot Re)\right] \tag{1}$$

因此，由式(1)可以确定，每排管子中的流体的压降与其粘度和质量流量的乘积有关。

$$\Delta p_j \propto (\bar{\mu}\dot{m})_j \tag{2}$$

其中，$\bar{\mu}_j$($j=A$ 或 B)代表流体在两管排 A 和 B[⊖]中介于入口和出口间的平均粘度。对于液体而言，其动力粘度与局部温度呈指数关系(Mueller,1987)。

$$\mu_j = C_1 e^{\frac{C_2}{T_j}} \tag{3}$$

其中，C_1 和 C_2 为常数。T 是局部温度，单位K，$j=A$ 或 B。因此，为了利用式(2)来确定流体在管排中的分布情况，必须首先知道相应的温度分布以求得 $\bar{\mu}_j$。

由于管子保持恒壁温，沿流道的温度分布[见例题11.1中的式(11)]为

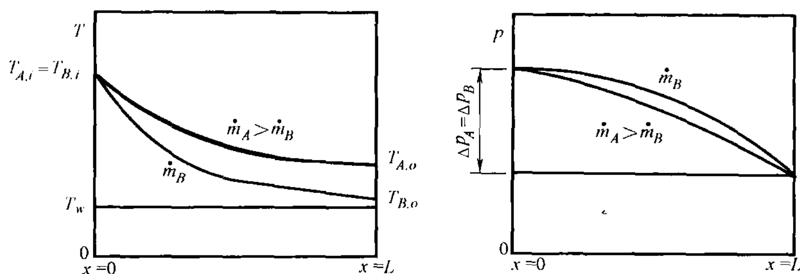
⊖ 注意：字母 A、B 在图12.8b和图例12.4A中的含义不同。

$$\Theta_j = \frac{T_j - T_{j,i}}{T_w - T_{j,i}} = 1 - e^{-\xi NTU_j} \propto 1 - e^{C_3 \frac{-x}{\dot{m}_j}},\quad j = A \text{ 或 } B \tag{4}$$

其中，$\xi = x/L$，$NTU_j = UA/(\dot{m}c_p)_j = hA/(\dot{m}c_p)_j = (3.66 \times k)\ A/(D_h \dot{m}c_p)_j$，$C_3$ 为常数。只有在流体作完全发展的层流流动且液体侧热阻可控的条件下，式(4)才成立。

由式(2)可以明显看出，流体在管排 A、B 中沿流动方向上各点的压力是不同的，终端的接管处除外。注意，沿流动方向上的压力梯度($\Delta p/L$)与流体粘度是成比例关系[见式(1)]，而其沿流动方向上的变化规律由式(3)和式(4)给出。所以，即使每排管子中流体在进、出口之间的压降是相等的，但在图 12.8b 所示的不稳定流动区域 A、B 中，流体沿流动方向上的局部压力分布也不一定是相等的[见式(2)]。由式(2)可以看出，当两排管子($j = A$ 或 B)中流体的粘度和质量流量不同时，也有可能造成二者的压降相等，至少在理论上这一点是成立的。我们假设，如果控制其中的一排管子，使其具有较大的质量流量以及较低的流体粘度，那么在另一排管子中就能得到较大的流体粘度和相应较低的质量流量。问题是，这种条件在加热和冷却过程中是否都能实现。下面我们来寻找这个问题的答案。

根据式(2)～式(4)，当液体被冷却(即 $T_{A,i} = T_{B,i} > T_w$)时，温度和压力的分布趋势如图例 12.4B 所示。由图可以发现，如果粘性液体被冷却，尽管在 Δp 与 $\dot{m}$ 的函数曲线所形成的不稳定流动区域内流体具有相同的压降，但是不同的管排中液体的质量流量仍然是不同的。这是因为液体的粘度随着温度的降低而升高。这意味着在这种情况下管排中会出现流动分布不均匀的现象。



图例 12.4B　温度和压力的分布

在液体被加热的情况下，液体的粘度随着温度的升高而降低，这样情况就不同了。也就是说，根据式(4)，质量流量较大的液体与质量流量较小的液体相比，其局部温度要低一些。如果这是成立的，那么根据式(3)可知，具有较高质量流量(较低温度)的流体沿流动方向上的粘度在流道中会逐渐变大(沿流道方向)。这样，具有较小质量流量(较高的温度)的流体的粘度在其流动方向上会逐渐降低。因此，在上述的两种情况中，对于特定的管排，其质量流量和粘度既可

能升高也可能降低。但是，要使两个流道中的压降保持不变，由式(2)可知，必须保证流体的质量流量和粘度的乘积为常数。实际情况与上面的分析可能会存在较大的出入。因此，这种状况不能够得到满足，即如果两个管箱中的压降保持恒定，那么在加热粘性液体时，换热器中不可能出现流动分布不均的现象。这就意味着，在加热粘性液体的时候，Δp 与 $\dot{m}$ 关系的不稳定流动区域是不存在的(图 12.8b 虚线部分)。

讨论和注释：上面的分析表明，当液体的流量在某一范围时，换热器的运行环境可以造成其内部流动的不均匀分布。例如，对于一种粘度随温度的升高而降低的液体，当它被冷却时，并且每个流道的进出口连接管压降保持不变，那么在换热器内不同的管排中该流体会有不同的质量流量。如果液体被加热，必须保证其在不同的管子中有近似相等的质量流量才能保持一致的压降。要注意的是，这种分析是针对粘性液体的，这种粘性液体的特征是粘性随着温度的升高而降低。气体则表现出相反的特性(虽然参数的变化较小)，我们将在问答题 12.8 中展开讨论。

Mueller 提出了确定最小压降 $\Delta p_{\min}$ 的步骤，如果高于这个最小压降，那么流动分布不均不可能诱发流体流动的不稳定。这里我们讨论的是已知粘性液体的入口温度，并且在恒壁温 T_w 的管子中被冷却时的情况。

1）根据粘度数据确定 $\ln\mu$ 与 $1/T$ 曲线的斜率 m，其中，T 是热力学温度。

2）根据求得的斜率 m 以及液体在入口和壁温下的粘度 μ_i、μ_w，用图 12.9 来确定液体的平均粘度 μ_{ave}。这个图形是基于“在管内流体的温度能够达到壁温”假设条件得到的。如果流体出口的温度仍然高于壁温，那么就不能用这种方法来求取平均粘度，详情请参考 Mueller 的相关著作。

3）用前面获得的粘度数据，确定图 12.8 中的 x_w。

$$x_w = \frac{L}{2\left(1 - \dfrac{\mu_{ave}}{\mu_w}\right)} \tag{12.52}$$

4）计算质量流量。

$$Gz = \frac{\dot{m}c_p}{kL} \approx 0.4 \tag{12.53}$$

所计算出来的是相应的临界质量流量(Mueller,1974)。当管内流体的实际流量接近于式(12.53)所计算出的临界流量时，图 12.8b 中的最大点 A 就出现了，并且粘度的比值必定小于 0.5。

5）计算最小压降值。

$$\Delta p_{\min} = \frac{128}{\pi\rho g_c D_h^4}\dot{m}[x_w\mu_{ave} + (L - x_w)\mu_w] \tag{12.54}$$

如果额定设计压降小于式(12.54)中所计算出的压降，那么需要通过增大流体的流动长度(增加管道长度或者考虑采用多流道设计方案)来消除流体流动的不稳定。如果流体在平均温度下的粘度与其在壁温下的粘度比值大于0.5($\mu_{ave}/\mu_w>0.5$)，那么最大压降就会出现在流量大于临界流量的某个范围内。如果换热器的压降大于Δp_{min}，那么就不存在流动不稳定的问题了。但是仍然可能存在流动分布不均的现象，下一节中我们将讨论这个问题。

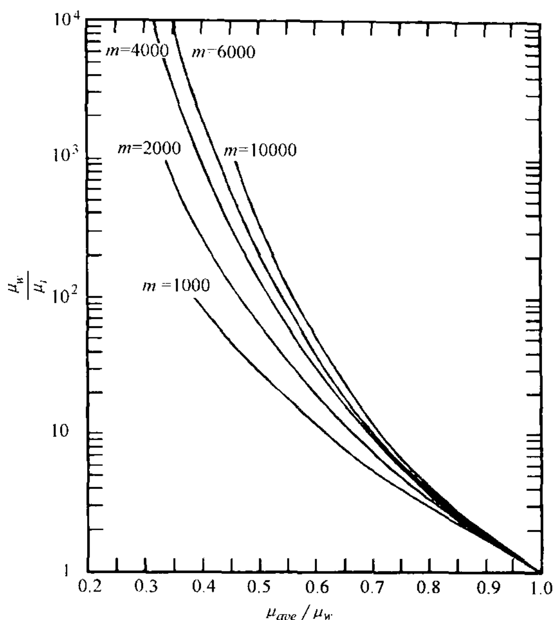


图12.9 $\mu=C_1e^{C_2/T}$在各种斜率m下粘度的比值图(摘自Mueller,1974)

当一台换热器中装有多根(N)管子，并且管侧流体的总流量小于$N\dot{m}_{min}$($\dot{m}_{min}$为图12.8中所定义的每根管子的最小流量)时，根据运行温度的不同，流体在各管子中的质量流量将是不同的。从概念上讲，每根管子的流量可以用前面的方法计算出来。因此，我们可以认为流体的分布不均是由流体在不同的管子中具有不同的粘度所引起的。而Mueller提供了一种计算每根管子中Δp_{min}或$\dot{m}_{min}$的方法，并且推荐在流量高于$\dot{m}_{min}$的情况下使用多管换热器。Putnam和Rohsenhow提出了特定工况中$\dot{m}<\dot{m}_{min}$时的换热器运行方法。

12.2.2 稳定流动条件下的流动分布不均

当流体的流量$\dot{m}>N\dot{m}_{min}$时(事实上,每个管子或流道中的流量通常都大于$\dot{m}_{min}$)，就不存在流动不稳定的现象了。但是由于不同的平行流道中流体粘度的不同，因此会存在流道间的流动分布不均匀。在这种情况下，可用式(12.29)来确定流体在每个流道中的压降。在这个方程中，流体粘度的改变使得不同流道中的f_j值是不同的，这是因为流体粘度的变化会引起$u_{m,j}$和Re_j的变化。为了便于分析，我们对具有双管排且管内为完全发展的层流流动的换热器进行讨论。因为在本例中两排管子的流道具有相同的几何形状，所以对于完全发展的层流流动而言，式(12.30)对这两种具有不同μ、相同$f\cdot Re$的流道是适用的。由式(12.30)，求出流体在两个流道中的质量流量比值。

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}=\frac{\mu_2}{\mu_1} \tag{12.55}$$

对于湍流流动，可用$f\propto Re^{0.2}$或与式(12.29)相似的关系来得到与μ_2/μ_1相关的$\dot{m}_1/\dot{m}_2$的比值(参见问题 12.6 中的比值方程)。用同样的方法，可将式(12.29)中的f修正后来对未完全发展的层流流体进行分析。

一旦我们用式(12.55)确定了流动分布的百分数，那么完全发展的层流流动压降比值就可以由式(12.35)来确定，下标 n 代表相应的两个管排的平均温度。对于其他流动类型，可从式(12.29)中引出新的关系式，用这个关系式可对压降的比值进行计算。

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_n}=\frac{f_1}{f_n}\frac{\rho_{m,1}}{\rho_{m,n}}\left(\frac{u_{m,1}}{u_{m,n}}\right)^2 \tag{12.56}$$

在恒壁温边界条件下，利用式(12.38)可以进行传热情况的分析，以得出给定 ntu_n 所对应的 ntu_j 以及通过式(12.55)计算出的流动分布百分数。接下来，利用式(12.48)~式(12.50)，可以确定流动分布不均对粘性流体冷却器换热性能的影响。注意，当发生流动分布不均的介质为湍流或未完全发展的层流流动时，必须对这些方程进行适当修改后才能使用。

12.3　减轻流动分布不均的办法

流动分布不均对换热器的传热性能和机械性能会产生严重的负面影响，详情请参阅 Kitto 和 Robertson 的相关著作。换热器中的流动分布不均是能够被缓解的。我们可以通过对已有换热器设计方案的改进或者在设计过程中充分考虑流动分布不均所产生的影响来达到缓解其负面作用的目的。对于 $NTU<4$，管侧流体发生不均匀分布的管壳式换热器来说，大多数由总体流动分布不均所造成的换热器性能的降低相对较小(小于 5%)。在高 NTU 的情况下($NTU>10$)，换热器性能则会有很大的损失。但是总体流动分布不均通常会引起较大的压降。当存在较大的温差时，总体流动分布不均可以使传热壁面产生较大的热应力(Mueller, 1987)。流道间的流动分布不均可以对换热器的性能造成严重的影响，尤其是在层流流动的换热器中。

在采取任何措施以预防换热器中产生流动分布不均之前，必须明确引起换热器性能的恶化和(或)影响其机械特性的可能原因。换热器性能恶化可能有以下几种结果：①恶化换热器的效能并增大压降；②发生流体“冻结”现象，常发生在粘性流体的冷却器中；③流动恶化；④增强结垢；⑤由于流动不稳、磨损、腐蚀，以及机械失效等造成的机械振动和管束振动。目前为止，还没有通用的方法来阻止流动分布不均所产生的负面影响。多数问题只能通过巧妙的设计和逐个

诊断来解决。对于管壳式换热器，可采用以下设计方法。

1）总体流动分布不均可以在壳侧入口接管处产生。在离管板一定距离的前方安装一个多孔防冲挡板可以削弱来流的冲击(图 10.2)。

2）壳侧入口和出口处的折流板空间内是容易发生流动分布不均的区域。恰当的选择折流板的几何形状(例如,采用双弓形折流板或盘环形折流板)可以有效地降低产生流动分布不均的可能性。

3）完善制造工艺也可以达到减小流道间流动分布不均的目的(控制公差和余隙)。例如，对于钎焊紧凑式换热器，采用最先进的气控焊接技术，在焊接过程中保证温度分布均匀，较好的控制焊接参数等都可以减小流道间的流动分布不均。

4）通过调节面积比和横向流动阻力，可以控制管箱所诱发的流动分布不均。在许多系统中，这些参数是根据需求而确定的，没有经过严密的论证。在这种情况下，管箱的相对长度、摩擦因数以及管箱之间的定位都可用作减弱流动分布不均的控制因子。

5）运行条件诱发的流动分布不均匀是很难控制的。对于层流流动的分布不均匀，设计中必须允许有足够的压降，或者采用多流道的布置方式。

需要注意是，流体发生相变的换热器是最容易产生流动分布不均现象的。但是，这种类型的换热器不在本书的讨论范围之内。对于单相换热器，良好的设计经验(包括上述的各种方法)可以很大程度地减弱流动分布不均所产生的影响。在许多实例中，即使流动分布不均对换热器整体传热性能造成的影响很小，但由于流体不均匀流动而造成的局部影响仍然是不可忽略的。这些影响会加剧腐蚀、磨损、结垢甚至导致换热器材料的失效(Kitto 和 Robertson,1989)。

12.4 管箱和集箱的设计

管箱和集箱是流体分配的基本部件，它们将换热器的出、入口以及管芯部分连接起来。进水管箱是换热器管芯入口处与换热器进水管的连接过渡部分。同样，出水管箱是连接换热器管芯出口处与换热器出水(回水)管的装置。通常管箱也可以称作是管罐(tank)或分水器(distributor)。集箱的功能较为复杂，特别是对于紧凑式换热器而言更是如此。来流必须均匀地分配到换热器管芯部分，以实现压降 Δp 最低和换热量 q 最高。其实，集箱就是一种流道或管路，该流道具有一个流体入口(侧面的或者中心的)和多个侧面出口(与换热器管芯相连接的)，反之亦然。图 12.10 是具有正交或回转管箱的换热器示意图，图 12.11 则为具有倾斜管箱的换热器示意图。图 12.12 为集箱进行分流的例子。

在换热器管箱和(或)集箱的设计中，必须明确两个重要的要求。设计管箱和集箱的目的是：①将来流均匀地分配到换热器管芯部分；②通常情况下，管箱

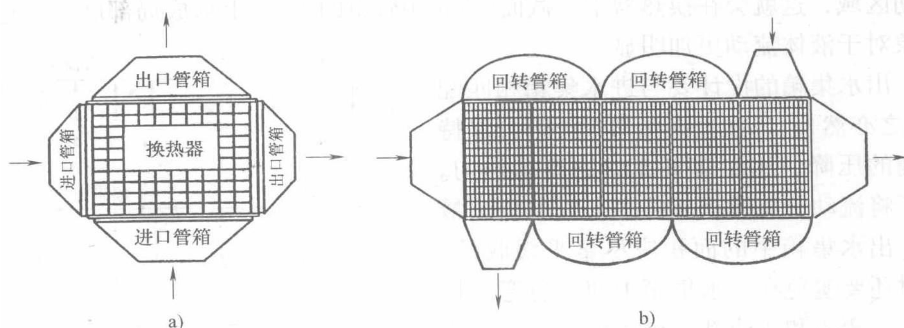


图 12.10　正交或回转管箱的换热器示意图

a）正交管箱　b）回转管箱

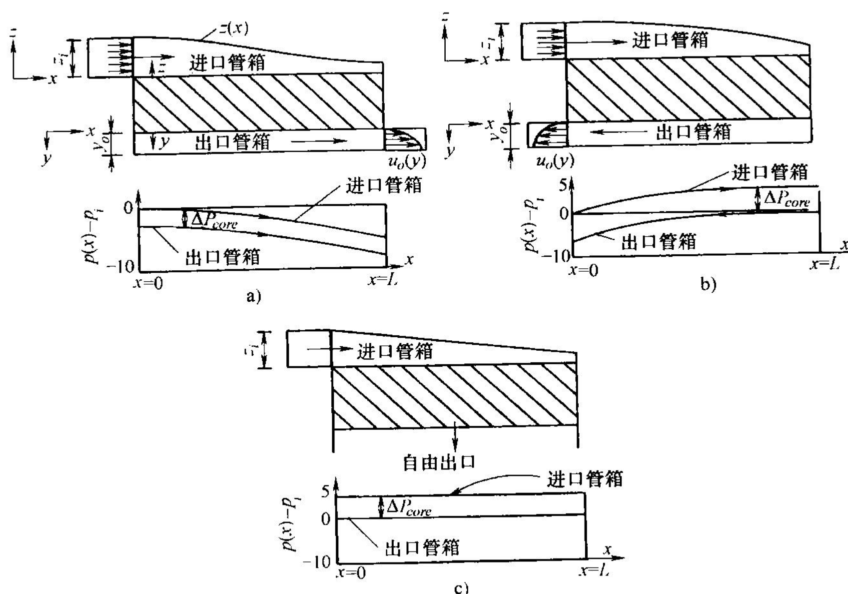


图 12.11　倾斜管箱的换热器示意图

a）顺流式　b）逆流式　c）自由释放式

或集箱中的压降不会带来任何传热效果，因此必须尽量减小这些压降。

进水管箱的设计是至关重要的。一般情况下，换热器管芯的截面积是进水管截面积的 5～50 倍，那么在管箱中的流体就不可能维持一种流线型的流动。因此，来流在换热器进水管箱中通常是被一次或逐次分流到换热器管芯部分。流动的分离将致使进水管箱中的压降升高，同时也会造成换热器管芯截面上的流动不均。除了流动分离的影响以外，流体受进水集箱几何形状的影响，会产生高速的

流动区域，这就会在换热器中心截面(管箱中管束的入口)上形成局部磨损，这种现象对于液体流动更加明显。

出水集箱的设计要与进水集箱相匹配(反之亦然)，以便使换热器中心部分保持均衡的压降，从而使得此处的流动均匀。为了将流动分离所造成的压力损失降至最低，出水集箱中的面积应尽量平缓收缩，同时还要避免在出水集箱中使用急弯连接装置。弯头和弯曲都会产生离心力，造成管芯截面上压力分布不均，这会影响流动在换热器中心部分的均匀分布。

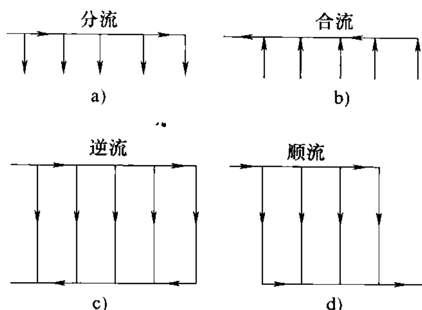


图 12.12　集箱进行分流的例子
a) 分流集箱　b) 合流集箱
c) 逆流式布置　d) 顺流式布置

由上述的各种观点可知，管箱设计的目标就是在可接受的管箱几何形状，以及较低的压降下(管箱中的压降损失 Δp 不会在两种流体间产生任何的传热效果,传热过程只在换热器的管芯部分发生)，为管芯部分的流动均匀分布提供支持。

在装有折流板的管壳式换热器以及多流道的交叉流式换热器中，流体的充分混合发生在壳侧或换热器管芯处。如果流体在管芯混合充分，那么管芯入口处的流动分布不均通常不会对换热器的性能产生较大的影响。对于管芯流体混合较差的换热器，或者对气—液换热器的气侧而言，换热器管箱的设计是至关重要的。

在高度紧凑的气—液换热器中，由于管芯的形状比较特别(具有较大的前端面积以及较短的气体流动通道)，气侧管箱的设计就更加困难了。在这种情况下，或者不采用管箱(如汽车散热器的空气侧)，或者采用 12.4.1 中所提到的倾斜式管箱(或者采用截面为圆形的圆锥形集箱)。正交管箱也比较常见。下面将对紧凑式换热器中使用的这两种管箱(倾斜式和正交式)进行讨论。

12.4.1　倾斜式管箱

换热器倾斜式管箱的设计理论是由 London 等在 Perlmutter 的研究基础上提出的。这种理论是基于对流动状态以及相应管箱形状的研究而提出的，假设流动是稳定的、恒密度的、非粘性的流体流动。如图 12.11 所示为三种最典型的单流道管箱结构。

在倾斜式管箱中，流体的流动方向与换热器管芯截面的夹角不是 90°(也就是说,与流体在正交管箱中的正交流动不同)。有一些特殊类型的倾斜式管箱，其内部流体的流动方向与管芯截面平行。这种管箱的主要特征是将管箱的容积和流体的流动分离现象降至最低。三种最主要的倾斜式管箱分别为：

1) 顺流式管箱(图 12.11a)。流体的入口和出口在换热器中心的两端，并且

流体在两个管箱中的流动方向是一致的。

2）逆流式管箱(图 12. 11b)。流体的入口和出口在换热器中心的同一端，并且流体在管箱中逆向流动。

3）自由释放管箱(图 12. 11c)。只存在进水管箱而流体在出水端自由释放(没有管道或管箱连接)。

根据 London 等的研究结果，将这三种倾斜式管箱的压力分布、理论形状以及压降的预测方程总结在表 12. 1 中。所采用的假设条件已在例题 12. 5 中给出。从结构和成本的角度来考虑，出水管箱可采用简单的箱式结构(如果有出水管箱的话)。需要特殊形状的顺流式和逆流式进水管箱来实现换热器管芯的流体流动均匀分布。这种管箱的理论形状已经总结在表 12. 1 中。所有的几何特征及相关符号都在图 12. 11 中表示出。

表 12. 1　倾斜管箱的理论形状、压力场和压降

管箱类型	理论模型[1]	压降
顺流式管箱	入口管箱压力 $\frac{p_i - p(X^*)}{H_i} = \frac{\pi^2}{4}(X^*)^2 \frac{\rho_i}{\rho_o}\left(\frac{z_i}{y_o}\right)^2$ 入口管箱外形参数[2] $\frac{z}{y_o} = \frac{1 - X^*}{\left[\frac{\pi^2}{4}\frac{\rho_i}{\rho_o}(X^*)^2 + \left(\frac{y_o}{z_i}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}}$	入口：$\frac{\Delta p_i}{H_i} = 1 + \frac{\pi^2}{12}\frac{H_o}{H_i}$ 出口：$\frac{\Delta p_o}{H_i} = 0.645\frac{H_o}{H_i}$ 总压降：$\frac{\Delta p_t}{H_i} = 1 + 1.467\frac{H_o}{H_i}$
逆流式管箱[3]	入口管箱压力 $\frac{p(X^*) - p_i}{H_i} = \frac{\pi^2}{4}\frac{\rho_i}{\rho_o}\frac{z_i}{y_o}[1 - (1 - X^*)^2]$ 入口管箱外形参数[2] $\frac{z}{y_o} = \frac{1 - X^*}{\left\{\left(\frac{y_o}{z_i}\right)^2 - \frac{\pi^2}{4}\frac{\rho_i}{\rho_o}[1 - (1 - X^*)^2]\right\}^{\frac{1}{2}}}$	入口：$\frac{\Delta p_i}{H_i} = \frac{1}{3}$ 出口[4]：$\frac{\Delta p_o}{H_i} = 0.645\frac{H_o}{H_i}$ 总压降：$\frac{\Delta p_t}{H_i} = 0.595$
自由释放管箱	入口管箱外形参数 $\frac{z}{z_i} = 1 - X^*$	入口：$\frac{\Delta p_i}{H_i} = 1$ 总压降：$\frac{\Delta p_t}{H_i} = 1$
$H_i = \left(\frac{\rho u_m^2}{2g_c}\right)_i$　$H_o = \left(\frac{\rho u_m^2}{2g_c}\right)_o$　$X^* = \frac{x}{L}$		

注：数据摘自 London 等(1968)。

① 管箱几何形状的设计如图 12. 11 所示。下角标 i 和 o 分别代表入口管箱的入口和出口管箱的出口。

② 出口管箱为箱式。

③ 对顺流式管箱来说，入口管箱的 z_i 可能大于或者小于出口管箱的 y_o；而对于逆流式管箱来说，z_i 必须为 $(2/\pi)y_o\sqrt{\rho_o/\rho_i}$ 以确保与均匀流动和最小损失需要的压力场相对应。

④ $H_o/H_i = 4/\pi^2$ 适用于逆流式管箱。

如果设计者可以自由选择管箱类型，那么就管箱中压降 Δp 最低而言，逆流式管箱是最佳选择，其次是自由释放式管箱和顺流式管箱。回顾表 12.1 中的结果，需要注意的是，在这三种类型的管箱中，进水管箱的压降 Δp 要比出水管箱的压降高，并且出水管箱的压降 Δp 与流动在出口处不均匀的速度分布有很大关系，如图 12.11a 和图 12.11b 所示。

除了表 12.1 和图 12.11 所示的三种类型倾斜式管箱外，还有很多其他的结构类型(例如,入口倾角不同的管箱或者安装了用于减少流动分布不均的旋转叶片或导流叶片的管箱)。但是，由于结构样式的多样化以及缺乏理论依据，目前为止关于倾斜式管箱的研究还没有形成系统。如果精确的流动和压降的分布预测方程可以获得，那么最好的办法就是利用三维 CFD 来进行分析。

例 12.5 当入口和出口的速度头相等($H_i = H_o$)并且$\rho_i/\rho_o = 1.4$，试确定图 12.1a 所示的顺流倾斜式进水管箱(注意,出水管箱是箱式的)的几何尺寸，z/y_o 是 $X^* = x/L$的函数。使用表 12.1 所给出的进水管箱剖面，其中z/y_o取决于出口管箱与入口管箱的高度之比y_o/z_i。

求解:

问题数据和简述：进水管箱为如图 12.11a 所示的顺流倾斜式管箱。已知数据如下：

$$H_o = \left(\frac{\rho u_m^2}{2g_c}\right)_o = H_i = \left(\frac{\rho u_m^2}{2g_c}\right)_i \quad \frac{\rho_i}{\rho_o} = 1.4$$

确定：进水管箱的几何尺寸[例如,$z/y_o = \phi(x/L)$]，如图 12.11a 所示。

假设：我们作如下假设(London 等,1968)：①入口管箱和出口管箱内的流体各自的密度为常数；②流体在进水管箱内的速度分布均匀；③在进水管箱内，流体的速度和压力仅为 x 的函数；④进水管箱和出水管箱中的流体为非粘性流体；⑤出水管箱中的压力仅为 x 的函数；⑥换热器管芯处流体的流动速度相同；⑦管箱的深度(第三维尺寸)是一致的。

分析：由表 12.1 得到顺流倾斜式进水管箱的几何尺寸为

$$Z = \frac{z}{y_o} = \frac{1 - X}{\left[\left(\frac{\pi^2}{4}\right)\left(\frac{\rho_i}{\rho_o}\right)(X^*)^2 + \left(\frac{y}{z_i}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}} \tag{1}$$

首先对这个方程的推导过程作简单的介绍(详情请参阅 London 等,1968)。对流经进水管箱、换热中心部分和出水管箱(图 12.11a)的流体使用伯努利方程，可以建立入口压力与流线上任一点 x 处压力的关系式。

$$p_i - p(x) = \frac{\rho_i}{2g_c}(u^2 - u_i^2) \tag{2}$$

引入流体密度恒定、入口流速均匀以及流体在管芯处速度 v 均匀(如图 12.11a 所

示，在 z 轴方向上的速度）的假设条件，可以得到下面的连续性方程[⊖]。

$$u_i z_i = uz(x) + vx = v(L - x) + vx = vL = u_o y_o \frac{\rho_o}{\rho_i} \tag{3}$$

注意，$v = v_m$ = 常数，$u_m L = u_i z_i$。很明显，根据 London 等的分析，式(2)所描述的当 y 为常数时的箱式出水管箱的压降等于 $(\pi^2/4)H_o\,(x/L)^2$，即有

$$p_i - p(x) = \frac{\rho_i}{2g_c}(u^2 - u_i^2) = \frac{\pi^2}{4}H_o\,(X^*)^2 \tag{4}$$

引用表 12.1 中 H_o 和 H_i 的定义式，有

$$\left(\frac{u_o}{u_i}\right)^2 = \frac{H_o}{H_i}\frac{\rho_i}{\rho_o} \tag{5}$$

最后，联立式(3)和式(4)，消掉式(4)第二个等式中的 u，记住表 12.1 以及式(5)所示的速度头的定义式，得到式(1)。习题 12.9 就是式(1)的详细推导步骤。

现在使用连续性方程，假设在进水管箱和出水管箱入口处流体的质量流量相等，推导 y_o/z_i（为速度头比值 H_o/H_i 的函数），有

$$(\rho A_o u_m)_i = (\rho A_o u_m)_o$$

因此有

$$\frac{u_{m,i}}{u_{m,o}} = \frac{\rho_o}{\rho_i}\frac{A_{o,o}}{A_{o,i}} = \frac{\rho_o}{\rho_i}\frac{y_o}{z_i} \quad 或 \quad \left(\frac{u_{m,i}}{u_{m,o}}\right)^2 = \left(\frac{\rho_o}{\rho_i}\right)^2\left(\frac{y_o}{z_i}\right)^2 \tag{6}$$

根据速度头的定义（见表 12.1），有

$$\frac{H_i}{H_o} = \frac{\left(\dfrac{\rho u_m^2}{2g_c}\right)_i}{\left(\dfrac{\rho u_m^2}{2g_c}\right)_o} \quad 或 \quad \frac{H_i}{H_o} = \frac{\rho_i}{\rho_o}\left(\frac{u_{m,i}}{u_{m,o}}\right)^2 \tag{7}$$

联立式(6)和式(7)可得

$$\frac{H_i}{H_o} = \frac{\rho_o}{\rho_i}\left(\frac{y_o}{z_i}\right)^2 \tag{8}$$

将式(8)的 $(y_o/z_i)^2$ 代入式(1)，能够得到进水管箱的几何形状为

$$\frac{z}{y_o} = \frac{1 - X^*}{\dfrac{\rho_i}{\rho_o}\left[\dfrac{\pi^2}{4}(X^*)^2 + \dfrac{H_i}{H_o}\right]^{\frac{1}{2}}} \tag{9}$$

⊖ 注意，沿 x 横断面的 x 方向质量流量 + 经过管芯的沿 y 方向的质量流量（从 $x=0$ 到 $x=L$）= 进口管箱在 $x=0$ 处进入管箱的流量。也就是说，通过任何 x 断面的 x 方向质量流量 = 通过管芯的沿 y 方向的质量流量（从 $x=0$ 到 $x=L$）。

由于入口和出口的速度头必须相等(即,$H_i = H_o$),根据$\rho_i/\rho_o = 1.4$,将式(9)改写为如下形式。

$$\frac{z}{y_o} = \frac{1 - X^*}{\frac{\rho_i}{\rho_o}\left[\frac{\pi^2}{4}(X^*)^2 + 1\right]^{\frac{1}{2}}} = \frac{1 - X^*}{1.4\left[\frac{\pi^2}{4}(X^*)^2 + 1\right]^{\frac{1}{2}}} \tag{10}$$

可计算出进水管箱形状z/y_o的对应值为

X^*	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
z/y_o	0.714	0.545	0.363	0.208	0.089	0

讨论和注释:当出水管箱为箱式结构,并且流动在换热器中心分布均匀时,进水管箱的截面积应该是变化的,变化的趋势需要根据式(10)给出的函数关系来确定。在这种情况下,进口和出口速度头是相等的,并且管箱中的速度头损失可以由表 12.1 中的方程$\Delta p/H_i = 1 + 1.467(H_o/H_i) = 1 + 1.467 \times 1 = 2.467$来计算。

12.4.2 正交管箱

正交管箱的特征是流体流动方向与换热器中心部分截面相垂直(图 12.10a)。正交管箱的设计如同一个扩散体的设计,因为从进口接管到换热器中心截面处的流体自由流通面积急剧增大。Wilson 对这种类型管箱的设计进行了定性的研究。压降、流动分离和二次循环(如果存在的话)都取决于扩散体的几何形状,主要包括扩散段的类型(二维还是三维,矩形还是圆锥形)、夹角、纵横比(扩散体高度与长度的比值)以及流动类型。对换热器来说,扩散体(正交进水管箱)的下游就是具有有限压降的换热器中心部分。因此,选择其后无流动阻力的扩散段,对于换热器设计而言是一种保守的设计方法。

如果进水管箱采用箱式结构,那么在进水管处就会形成喷流,且喷流直径在到达换热器中心部分之前一直在增加。为了将管箱的体积和压损降至最低,最好是采用锥形截面(以便与喷流直径的变化相吻合)的进水管箱,并且在管箱后面设置一个集气室,而不能将进水管箱当做一个大的集气室。对于液体流动,需要在管箱中安装平挡板或多孔挡板,其目的是将流体分配到非主流方向(见 1.6.1.3 中的非主流方向的定义)的管子中去。这种设计可以减小管箱的体积,并且能够得到均匀的流动分布。

12.4.3 集箱

12.1.3 节中提到的两种主要的集箱形式(图 12.12a 和图 12.12b)是:分流型

集箱和合流型集箱。在分流型集箱中，流体沿轴向或横向流入集箱，沿横向流出集箱。集箱中的轴向流速从入口速度变化至零。相反，在合流型集箱中，流体沿横向流入集箱，沿轴向或横向流出集箱。

换热器中进、出水集箱可按照以下方式布置：①逆流式；②顺流式，如图12.12c和图12.12d所示。进、出水集箱通过换热器中心部分的横向流道相连接（图12.7）。

要想对集箱进行模拟，必须确定流体在轴向和横向的流速以及静压的分布情况。可以得到集箱流动模型的分析解（Bajura 和 Jones，1976）或数值解（Majumdar，1980）。在分析模拟中存在的主要问题是，很难确定一条相关的流线，用它来计算能量和压降损失并且对其使用伯努利方程。目前尖端的设计程序都是用商业或私人 CFD 代码编写的。当然，简单的分析模型（Shen，1992）适用于进行评价分析。

综述

本章对换热器中几种重要的流动分布不均现象（由几何形状和运行条件诱发的）进行了讨论。给出了对两种由几何形状诱发的流动不均——总体流动分布不均和流道间流动分布不均所产生的影响进行定性分析的设计理论。

1）对于逆流式、顺流式和混合—不混合交叉流式布置的换热器，可以采用简单的模拟方法进行分析。对于其他布置方式的换热器，流动分布不均所产生的影响可以用数值方法计算。在许多情况下，总体流动分布不均虽然不会对换热器的传热过程产生较大影响，但是可能会造成压降的急剧增大。在不混合—不混合交叉流式换热器中，总体流动分布不均还有可能提高换热器的效率。这在例题12.2前面的段落中提到过。

2）具有连续流道的紧凑式换热器，在流体为层流流动的情况下，很容易产生流道间的流动分布不均现象。虽然这种现象会使压降有轻微的降低，但是它同时会造成传热的急剧下降。通常在设计中，可以忽略压降的减小。双流道模型是最简单的流道间流动分布不均的模型，该模型由两个不同尺寸的流道并联构成。在双流道模型中，流道间的流动分布不均对换热器效能和传热性能所产生的负面影响远远大于 $N(N>2)$ 流道模型。因此，作为一种保守的设计，双流道模型是用来预测流道间流动分布不均对换热器所产生的负面影响的最佳选择。

在各种由运行条件所诱发的流动分布不均情况中，最重要的一种是粘度诱发的流动分布不均。在多管式换热器中，当流体的质量流量低于某一临界值（图12.8中的 $\dot{m}_{min}$）时，由粘度诱发的流动分布不均就会造成流体的不稳定流动。如果 $\dot{m}>\dot{m}_{min}$，那么粘度诱发的流动分布不均问题就转变为流道间的流动分布不均

问题了。

需要提到的是，目前为止尚未形成用于预防流动分布不均所造成负面影响的通用方法。在设计中，每一种工况都需要单独考虑。

管箱和集箱的设计对于控制换热器管芯处的流动分布不均以及减小管箱和集箱中的压降具有重要意义，尤其是对于紧凑式换热器，情况更是如此。在 12.4 节中，详细阐述了倾斜式管箱截面形状的设计方法。

参考文献

Bajura, R. A., and E. H. Jones, Jr., 1976, Flow distribution manifolds, ASMEJ. Fluid Eng., Vol. 98, pp. 654-666.

Chiou, J. P., 1980, The advancement of compact heat exchanger theory considering the effects of longitudinal heat conduction and flow nonuniformity, in Compact Heat Exchangers: History, Technological Advancement and Mechanical Design Problems, R. K. Shah, C. F. McDonald, and C. P. Howard, eds., Book G00183, HTD-Vol. 10, American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 101-121.

Chiou, J. P., 1982, The effect of nonuniformities of inlet temperatures of both fluids on the thermal performance of crossflow heat exchanger, Heat Transfer 1982, Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 6, pp. 179-184.

Chowdhury, K., and S. Sarangi, 1985, The effect of flow maldistribution on multipassage heat exchanger performance, Heat Transfer Eng., Vol. 6, No. 4, pp. 45-54.

Cichelli, M. T., and D. F. Boucher, 1956, Design of heat exchanger heads for low holdup, AIChE Chem. Eng. Prog., Vol. 52, No. 5, pp. 213-218.

Datta, A. B., and A. K. Majumdar, 1980, Flow distribution in parallel and reverse flow manifolds, Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 2, pp. 253-262.

Fleming, R. B., 1966, The effect of flow distribution in parallel channels of counterflow heat exchangers, in Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 12, K. D. Timmerhaus, ed., Plenum Press, New York, pp. 352-363.

Heggs, P. J., and H. J. Scheidt, 1992, Thermal performance of plate heat exchangers with flow maldistribution, in Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, American Society of Mechanical Engineers, HTD-Vol. 201, pp. 87-93.

Hewitt, G. H., G. L. Shires, and T. R. Bott, 1994, Process Heat Transfer, CRC Press, Boca Raton, FL.

Kitto, J. B., and J. M. Robertson, 1989, Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance, Heat Transfer Eng., Vol. 10, No. 1, pp, 18-25.

Kutchey, J. A., and H. L. Julien, 1974, The measured influence of flow on heat transfer equipment performance, SAE Trans., Vol. 83, SAE Paper 74013.

London, A. L. , 1968, Laminar flow gas turbine regenerators-the influence of manufacturing tolerances, T. R. No. 69, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, California, 1968.

London, A. L. , 1970, Laminar flow gas turbine regenerators: the influence of manufacturing tolerances, ASMEJ. Eng. Power, Vol. 92, Ser. A, pp. 45-56.

London, A. L. , G. Klopfer, and S. Wolf, 1968, Oblique flows in headers for heat exchangers-the ideal geometries and the evaluation of losses, T. R. No. 63, Department if Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, California.

Majumdar, A. K. , 1980, Mathematical modeling of flows in dividing and combining manifolds, Appl. Math. Model. , Vol. 4, pp. 424-434.

Mueller, A. C. , 1974, Criteria for maltistribution in viscous flow coolers, Heat Transfer 1974, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf. , Vol. 5, pp. 170-174.

Mueller, A. C. , 1977, An inquiry of selected topics on heat exchanger design, AIChE Symp. Ser. 164, Vol. 73, pp. 273-387.

Mueller, A. C. , 1987, Effects of some types of maldistribution on the performance of heat exchangers, Heat Transfer Eng. , Vol. 8, No. 2, pp. 75-86.

Mueller, A. C. , and J. P. Chiou, 1988, Review of various types of flow maldistribution in heat exchangers, Heat Transfer Eng. , Vol. 9, No. 2, pp. 36-50.

Perlmutter, M. , 1961, Inlet and exit header shapes for uniform flow through a resistance parallel to the main stream, ASMEJ. Basic Eng. , Vol. 83, pp. 361-370.

Putnam, G. R. , and W. M. Rohsenow, 1985, Viscosity induced nonuniform flow in laminar flow heat exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, pp. 1031-1038.

Ranganayakulu, C. H. , K. N. seetharamu, and K. V. Sreevatsan, 1996, The effects of inlet fluid flow nonuniformities on thermal performance and pressure drops in crossflow plate-fin compact heat exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, pp. 27-38.

Sekulić, D. P. , 1999, Behavior of aluminum alloy micro layer during brazing, in Recent Res. Dev. Heat Mass Momentum Transfer, Vol. 2, pp. 121-140.

Sekulić, D. P. , C. Pan, F. Gao, and A. T. Male, 2001, Modeling of molten cladding flow and diffusion of Si across a clad-core interface of an aluminum brazing sheet, DVS Berichte, Vol. 212, pp. 204-219.

Shah, R. K. , 1981, Compact heat exchangers, in Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic fundamentals and Design, S. Kakac, A. E. Bergles, and F. Mayinger, eds. , Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 111-151.

Shah, R. K. , 1985, Compact heat exchangers, in Handbook of Heat transfer Applications, 2nd Ed. , Eds. W. M. Roshsenow, J. P. Hartnett and E. N. Ganić, Chapter 4, Part Ⅲ, pp. 4-174 to 4-311, McGraw-Hill, New York.

Shah, R. K. , and A. L. London, 1971, Influence of Brazing on Very Compact Heat exchanger Surfaces, Paper 71-HT-29, American Society of Mechanical Engineers, New York.

Shah, R. K., and A. L. London, 1980, Effects of nonuniform passages on compact heat exchanger performance, ASMEJ. Fluids Eng., Vol. 114, pp. 121-123.

Thonon, B., 2002, Private communication, CAE-GRETh, Grenoble, France.

Thonon, B., P. Mercier, and F. Feidt, 1991, Flow distribution in plate heat exchanger and consequences on thermal and hydraulic performances, Proc. 18th Eurotherm Conference, Springer Verlag, Hamburg, Germany.

Wilson, D. G., 1966, A Method of Design for Heat-Exchanger Inlet Headers, Paper 66-WA/HT-41, Americal Society of Mechanical Engineers, New York.

习题

从下列选项中选出一个或多个正确答案，并作出简要的解释。

12.1 总流动分布不均与下列哪项无关：

A. 表面几何形状 B. 流道间的流动分布不均 C. 流速

D. 出口管箱 E. 换热器流动布置方式

12.2 总的流动分布不均的特点为

A. 增强总的传热能力

B. 增加流动分布不均的流体在换热器中心部分的压降

12.3 计算在总流动分布不均流体侧的压降的方法有

A. 基于分流量 $\dot{m}_i$ 加权平均压降计算法

B. 由 $\dot{m}_i$ 最大分量计算压降的最大值

C. Δp_i 的算术平均值 D. Δp_i 的总和

12.4 下列哪些情况可引起层流流动表面的流动不均现象。

A. 前端面积较大，换热器中心部分深度较小，流速较低，具有流体分配问题

B. 制造公差与流动表面水力直径的比值较大

C. 结垢 D. 可压缩物质的沉积

12.5 下列哪个关系式可用于确定逆流式换热器中流体分布不均情况下的温度效能。其中下标 i 代表一股流体，j 代表流动分布均匀的子换热单元。

A. $P_i = \frac{1}{C_i}\sum_j C_{i,j}P_{i,j}$ B. $P_i = \frac{1}{C_i}\prod_j C_{i,j}P_{i,j}$ C. $P_i = \frac{1}{C_i}\sum_i C_{i,j}P_{i,j}$

12.6 总流动分布不均会使逆流式换热器的哪些参数不可逆的增加，进而影响其换热性能。

A. 温差 B. 流体混合程度 C. 流动摩擦阻力

D. 以上都不是 E. 以上都是

12.7 当总流动不均发生在逆流式换热器所研究的一侧流体中，下列哪些因素会影响其泵功。并分析这些因素将使得泵功升高还是降低。

A. 温差 B. 流体混合程度 C. 流动阻力

D. 以上都不是 E. 以上都是

12.8　对于一个换热器来说，发生平流动不均比平均温度分布不均对其性能造成的不可逆影响更大。这种说法是

A. 正确　　B. 错误

C. 与流动布置方式有关　　D. 不能确定

12.9　对一个不混合—不混合交叉流式换热器来说，当热流体热段不均匀的入口温度与冷流体分布均匀的出口温度相接近时，这种温度的不均匀分布会使换热器的效能增大。试用第 11 章介绍的不可逆相关知识解释这一现象。

12.10　下列哪些是换热器内一种流体发生流道间流动分布不均时的特征。

A. 传热及压降通常不受影响

B. 总传热量的急剧下降及压降的轻微下降

C. 连续流道表面较低的 j 和 f 因子

D. 间断表面较低的 j 和 f 因子

E. 管箱的设计较差

12.11　流道间流动分布不均：

A. 能够通过对进出口管箱内导向装置的合理布置来缓解

B. 由连续流道的管芯换热表面的不均匀性所导致

C. 是所有形式换热器设计时均需考虑的关键因素

D. 可通过增加局部的湍流度来提高总的换热器性能

12.12　铜焊工艺对于换热器性能的影响：

A. 很小，由铜焊产生的附加传热表面的影响与其所引起的压降上升相互抵消

B. 当换热器流道的几何形状受到铜焊粗糙度的影响时，换热器性能会有所降低

C. 换热器性能会得到提升，因为铜焊在使 f 因子轻微提高的同时，使 j 因子剧烈增大

12.13　由铜焊造成的堵塞会引起：

A. f 因子急剧减小　　B. f 因子轻微减小　　C. j 因子急剧减小

D. j 因子轻微减小

12.14　判断对错(对的句选 T,错的句选 F)

A. T　F　对于某一特定流道形式的紧凑式换热器来说，流动分布不均对压降的影响程度要大于使 NTU 减少的影响程度

B. T　F　如果流道较大，那么由铜焊引起的粗糙度值增大不会对流道几何形状所引起的流动分布不均产生影响

C. T　F　对于同种流体来说，由结垢引起的流动分布不均现象在大流道换热器中的影响要比在小流道换热器中产生的影响严重

12.15　逆流式换热器流道间的流动分布不均会使下列哪些选项的不可逆程度增加。

A. 温差　　B. 流体混合程度　　C. 流动摩擦阻力

D. 以上都不是　　E. 以上都是

12.16　对于发生流道间流动分布不均的逆流式换热器来说，下列哪些因素会影响其泵功。并分析这些因素将使泵功升高还是降低。

A. 温差　　B. 流体混合程度　　C. 流动阻力

D. 以上都不是　　E. 以上都是

12.17　在板式换热器中，由集箱引起的流动分布不均现象：

A. 随着集箱和换热器管芯部分的相对压降的增加而增加

B. 在1-1型板式换热器中，随着板片的数量的增加而增加

C. 随分水集箱与集水集箱流动面积的比值的增加而增加

12.18　换热器内一侧流体发生粘性诱发的流动分布不均（在流动不稳定区域之外）现象会导致：

A. 传热增强　　B. 传热减弱　　C. Δp 增加　　D. Δp 减小

12.19　当换热器一侧流体发生下列哪种流动分布不均的情况时，其压降相对于均匀流动的情况急剧增加。

A. 总体流动分布不均　　B. 粘性诱发的流动分布不均

C. 集箱引起的流动分布不均　　D. 流道间的流动分布不均

12.20　管箱或集箱的基本功能是

A. 避免在管箱或集箱中出现流动分离现象

B. 为换热器中心部分提供均匀的流动分布

C. 使管箱或集箱内的压降尽可能低

D. 使换热器管芯的入口温度分布均匀

12.21　入口管箱或集箱的设计与出口管箱或集箱的设计相比：

A. 前者更重要　　B. 后者更重要　　C. 不能确定

12.22　由自由流通截面积的改变引起的管箱中的流动分离现象会造成：

A. 压降的增加　　B. 压降的减小

C. 产生高速区域　　D. 局部腐蚀现象

12.23　管箱或集箱的设计对于以下哪种换热器形式来说更为重要。

A. 管壳式换热器　　B. 紧凑式换热器　　C. 螺旋板式换热器

12.24　倾斜式管箱的特征为

A. 来流方向与管芯传热表面方向相垂直

B. 来流方向与管芯传热表面方向相平行

C. 来流方向与管芯传热方向成一个异于90°的角

D. 进、出口管箱在换热器的同侧

E. 通常只有进口管箱

12.25　在换热器中为实现特定的传热性能，对正交式和倾斜式管箱的设计应重点考虑：

A. 与进、出口管箱的设计相符合

B. 使管芯部分压降最小

C. 允许不均匀流动通过换热器的管芯以降低管芯部分的压降

D. 只要换热器管芯部分流道制造加工完好，那么任何管箱设计都是可接受的

12.26　判断对错（对的句选 T，错的句选 F）

A. T　F　使用逆流集箱系统可以在换热器管芯部分得到比使用顺流集箱系统更为均匀的流动分布。

B. T F 如果集水管箱的流通面积小于分水管箱的流通面积，那么换热器管芯部分的流动分布更为均匀。

C. T F 保持换热器管芯部分的压降大于管箱中的压降，这对于换热器管芯部分的流动均匀分布是至关重要的。

12.27 对一个紧凑式换热器来说，管箱或集箱的设计至关重要，这是因为：

A. 必须减小入口处的湍流度

B. 换热器管芯形状的缺陷和相对较大的前端面积以及较短的流道长度

C. 在流动不均情况下其性能会急剧下降

12.28 汽车散热器冷媒所对应的管箱是

A. 逆流管箱　　B. 倾斜式管箱

C. 正交管箱　　D. 分水或集水管箱

12.29 按照管箱设计由不重要到重要的顺序对下列流体进行排序。

A. 低压气体　　B. 水　　C. 空气　　D. 油

12.30 在进口流速及流通面积相同的情况下，下列哪种管箱结构产生的压降最低。

A. 逆流式　　B. 顺流式

C. 自由释放式　　D. 以上都不是

12.31 对于自由释放式管箱：

A. 由于可以将自由释放看作在无限大空间内进行，所以入口管箱的结构形式并不重要

B. 出口压力沿换热器管芯部分释放长度的方向呈线性变化

C. 入口管箱的流通面积在换热器中心部分入口段的长度方向上线性减小，以保证通过换热器中心部分的流动分布均匀

D. 管箱内总的压力降(排除中心部分的压降)，等于一个速度头

E. 进口管箱的压降高于出口管箱的压降

12.32 管箱中导向装置的主要作用是

A. 促进湍流，强化传热

B. 防止管箱外壁的磨损

C. 过滤掉流体中固体颗粒，防止在换热器中心部分发生堵塞

D. 改善换热器中心部分的流动分布情况

E. 强化管箱的通道以提高固有频率

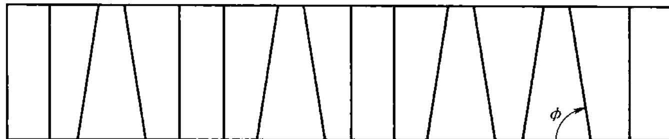
问答题

12.1 在逆流式换热器的流体1中，80%的总自由流通面积已经堵塞，因此流体在该段的流速只有通过换热器中心的平均流速的60%。流体1和2的热容量比等于1。该换热器的传热单元数是3.5。试确定，当流体2为均匀流动时，流体1的温度效能。

12.2 例题12.2中的不混合(流体1)—混合交叉流换热器需要在整个范围上对由流动分布不均导致的流体1质量流量的不均匀现象进行分析。如果流体1的总自由流通面积的X部分具有高于换热器中心平均流速的$Y\%$的流速，试确定流动(流体1)不均情况下其温度效能的

变化。假设 $X=\frac{1}{3}$、0.5、$\frac{2}{3}$时，与之相对应的 Y 值分别为 $Y=25$、50、75。

12.3 假设一台燃汽轮机旋转式蓄热器由深层褶皱表面($\alpha^*=0.125$ 的矩形通道)组成。由于制造过程中的误差，某些通道更接近于梯形($\phi=85°$)而不是矩形。假设整个流道区域由各占50%的矩形流道和梯形流道组成，如图问答题12.3所示。试确定由流道间流动不均造成的质量流量的分布情况、换热器效能的下降以及压差 Δp。在这里，该换热器在设计运行状态下 $ntu_n=5$，$C_r^*>5$ 且 $C^*=1$。下表给出了完全发展的流动所对应的 $f\cdot Re$，Nu_{H1} 和一些相关的几何参数：



图问答题12.3 蓄热器流道示意图

参数	矩形流道	梯形流道	参数	矩形流道	梯形流道
Re	20.585	15.659	$A_{o,\square}/A_{o,\square}$	1	1
Nu_{H1}	6.490	3.256	$D_{h,\square}/D_{h,\square}$	1	0.9961

12.4 假设一台燃气轮机回转式蓄热器由 $\alpha^*=\frac{1}{6}$的矩形流道组成。由于制造缺陷，使得70%的流道为 $\alpha^*=\frac{1}{6}$的矩形流道，30%流道的 $\alpha^*=\frac{1}{4}$。试确定：

1）自由流通面积的分布 $A_{o,j}/A_{o,n}$，其中 $j=1$，2。

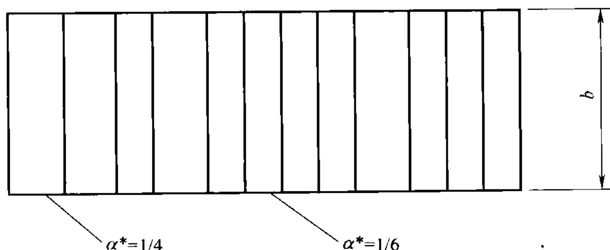
2）两种流道间的流动分配比例。

3）由流道间流动分布不均引起的压降变化。并分析相对于全部为理想的 $\alpha^*=\frac{1}{6}$形流道的情况而言，压降是增加了还是降低了。

4）由流动不均引起的换热器效能的变化，是升高了还是降低了。

5）ntu 的变化情况。

利用图问答题12.4和下列数据进行分析：$ntu_n=5$，$C_r^*>5$ 且 $C^*=1$。



图问答题12.4 蓄热器流道示意图

12.5 已知燃汽轮机发电厂用的交叉流蓄热器的如下数据。换热器效能等于0.8，空气侧中心相对压降 $\Delta p/p_i=0.0042$(入口空气压力0.91MPa)，进出口空气密度比为1.5，空气的质量流量为25kg/s。空气侧中心部分的前端面积为2m^2，入口管箱的空气流速保持为30m/s并且入

口空气密度$\rho_i=7\text{kg/m}^3$。考虑顺流和逆流式的管箱设计工况。假设出口管箱是必须设计的，这样才能保证在顺流管箱的设计中出现$H_o=H_i$。试确定进口管箱的形状以及管箱中的压降。

12.6 当板式换热器中应用了两组不同的板片时，会发生流道间的流动分布不均。例如，假设一台板式换热器有47层30°～60°的混合板片（每侧流体有24条流道），其中8条流道为$\beta=30°$的人字形流道，16条为$\beta=39.8°$的人字形流道。由于流道中为湍流流动，因此可以使用这个摩擦因数的关联式，即$f=a\cdot Re^{-n}$，其中a和n是常数。该换热器中流道间的流动分布不均可推导如下：

参　数	$\alpha^*=\frac{1}{4}$	$\alpha^*=\frac{1}{6}$	参　数	$\alpha^*=\frac{1}{4}$	$\alpha^*=\frac{1}{6}$
$f\cdot Re$	18.233	19.702	Nu_{H1}	5.331	6.049

注意：对每一个流道而言，$D_h=\frac{2b\alpha^*}{1+\alpha^*}$　$\frac{A_{o,\alpha^*=1/4}}{A_{o,\alpha^*=1/6}}=1.5$

$$\frac{\dot{m}_{\text{I}}}{\dot{m}_{\text{II}}}=\left(\frac{a_{\text{II}}}{a_{\text{I}}}\right)^{\frac{1}{(2-n)}}\left(\frac{\mu_{\text{II}}}{\mu_{\text{I}}}\right)^{\frac{n}{(2-n)}}\left(\frac{D_{e,\text{I}}}{D_{e,\text{II}}}\right)^{\frac{(1+n)}{(2-n)}}\frac{A_{o,\text{I}}}{A_{o,\text{II}}}$$

其中$a_{\text{I}}=0.8$，$a_{\text{II}}=3.44$，$n=0.25$。下角标Ⅰ和Ⅱ代表板片组Ⅰ和Ⅱ。

假设一台逆流单程水-水板式换热器采用了上述的两组板片。热水和冷水的质量流量分别为18kg/s和10kg/s，进口温度分别为40℃和20℃，总污垢热阻和总壁面热阻分别为$0.00004\text{m}^2\cdot\text{K/W}$和$0.000003\text{m}^2\cdot\text{K/W}$。其他数据见下表：

板片参数	流体参数	板片参数	流体参数
板宽　$W=0.05\text{m}$	$\mu=0.00081\text{Pa}\cdot\text{s}$	当量直径　$D_e=0.007\text{m}$	$C_p=4177\text{J/kg}\cdot\text{K}$
板高　$L=1.1\text{m}$	$\rho=995.4\text{kg/m}^3$	每个板片的投影面积 $W_L=0.55\text{m}^2$	$Pr=5.47$
流道间距　$2a=0.0035\text{m}$	$k=0.619\text{W/m}\cdot\text{K}$		

假设两组板片的所对应的水的特性相同，并且当量直径也相同。

1）试确定冷、热流体在板片Ⅰ和Ⅱ中的流动分布。

2）列出计算该换热器热负荷的详细步骤。

3）计算出这台板式换热器的热负荷。用下式计算传热系数。

$$h=0.724\frac{k}{D_h}\left(\frac{\beta}{30}\right)^{0.646}\cdot Re^{0.583}\cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

12.7 假设有一台用于冷却发动机全损耗系统用油的空冷管式换热器，全损耗系统用油在管内流动。由于管中的传热量各不相同，假设50%的油以300K的温度流过管子，另外50%的油以380K的温度流过管子。本题的目的是要确定由粘性诱发的流动分布不均对管中层流流动的影响。假设$C^*=1$，$ntu_m=1$。由于表3.6或表3.3中没有给出在有限管子数并且每根管子具有不同ntu数的交叉流换热器中ε—NTU的关系式，因此我们假设换热器是逆流的。

1）确定在两种流道中流动的分布比例。

2）计算由粘性诱发的流动分布不均而引起的Δp改变量。相对于“公称”情况下或者当油均以340K的温度流过管子时，其压降是增大了还是减小了？

3)确定流动不均造成的换热器效能的改变量,是升高了还是降低了?

假设油的密度为常数,粘度数据见下表:

T/K	300	340	380	μ/Pa·s	0.486	0.053	0.014

12.8 一种气体层流流过如图12.7所示的U形集箱的圆形管路(即横向的分支管)。两个管箱足够大,因此可以忽略流体在管箱内沿流动方向上的压降。气体的动力粘度随温度的升高而线性增加。管壁的温度可能高于或低于流道内气体的温度,但由于管子外表面的传热系数很高,因此管子壁面温度分布均匀并且沿流动方向上为常数。试确定在该换热器中可能存在以下哪种情况:①在气体流过管道被加热和被冷却两种情况下,不同的管子中的质量流量是不同的;②上述现象只能发生在气体被加热的情况下;③上述现象只能发生在气体被冷却的情况下。

12.9 推导表12.1中给出的顺流倾斜式入口管箱的几何外形的分析表达式。这个表达式应该写成两个量纲为一参数 $Z=z/y_o$(由局部量纲为一化管箱壁坐标系得到)和 $X^*=x/L$(由流动方向上的量纲为一坐标系得到)的关系式,如例12.5中的式(1)所示。主要的推导步骤在例12.5中已讨论过,但是需要给出完整的推导过程来解决这一问题。

第 13 章　污垢和腐蚀

污垢是换热器换热表面上不受欢迎物质(沉淀物)的积累。这些物质可能是晶体、沉淀、聚合体、炼焦产物、无机盐、生物增长、腐蚀产物等。这一过程影响换热器内的传热和流动状态。污垢是在换热器表面上和流体中所发生的质量传递、动量传递以及换热现象相互作用的结果，主要取决于换热器的运行条件。然而这些不同现象一般会导致相同的后果。通常，污垢会导致换热器传热性能降低，压降增大，甚至加剧腐蚀，最终导致一些换热器完全失效。

腐蚀是在流动的流体和与之接触环境之间互相侵略的作用下，引起换热器表面结构材料产生机械恶化的过程。除了腐蚀以外，其他机械诱导的现象对于换热器的设计和运行也是很重要的，例如磨损(由振动和滑动引发的不同金属接触处的腐蚀)。

污垢和腐蚀是换热器运行中产生的现象，在新换热器的设计和已有换热器的运行中都需要考虑。本章中，我们将在 13.1 节介绍污垢和腐蚀对于换热器传热和压降的影响。13.2 节，我们会详细地描述不同的污垢机理和污垢现象。13.3 节是关于怎样在换热器性能评价和设计中考虑污垢的影响。13.4 节总结了阻止和减缓换热器污垢的有害作用的不同方法。最后 13.5 节简单说明了腐蚀的重要性，尤其是它在换热器的运行和设计中的影响。

13.1　污垢及其对换热器传热和压降的影响

热污垢(由于温度梯度的存在而引发的)是指一段时间内发生在传热表面上的不受欢迎的隔热型污垢物(对传热产生了额外的热阻)的积累[⊖]。这层固体增加了额外的传热热阻，同时也增加了流体流动的阻力。而且污垢沉淀物的导热性能一般要比换热表面所用金属的差。污垢是一种极其复杂的现象，涉及到瞬态传热、传质及动量传递。在换热器中，液体被加热时生成液侧污垢，气体被冷却时生成气侧污垢，然而也存在一些相反的例子。

污垢的损失巨大，因为污垢①增加了由换热器表面处理和清洁带来的成本费；②增加了由清洗、化学添加剂以及故障检修而带来的维护费；③造成了由停工及换热能力下降所引发的换热器的性能下降；④造成了由传热能力降低，压降增加以及流体排污所带来的能量损失。在化石燃料排放的环境中，气侧污垢也是

⊖ 自然界中还存在其他的污垢现象，这些现象在换热器设计中不必考虑(例如动脉堵塞)。

潜在的火灾隐患，能够产生灾难性的后果并需要耗资重建。在一些应用中，污垢造成的压降使得流道横截面积减小，传热能力下降，同时增加溶液浓度(比如在油漆箱出口的废热回收过程中)，这是环境所不允许的。

在液体流动和高传热系数的系统中，污垢在显著降低传热系数的同时，使得流体的泵功也小幅增加。在传热系数较低的系统中，污垢使得泵功有较大的增加，但对传热的减小不明显。值得注意的是，堵塞确实会增加压降但是由于没有完全覆盖表面，因此在应用中仍然可以视为污垢。

我们首先来定性分析传热表面上污垢的影响。我们既考虑完全发展的层流流动也考虑完全发展的湍流流动。利用层流流动(Nu = 常数,见表 7.3)和湍流流动[Dittus-Boelter 关联式,表 7.6 中的式(7.79)]的结果或者关联式，可以将传热系数表达为以下形式。

$$h=\begin{cases}\dfrac{Nu\cdot k}{D_h} & \text{其中 } Nu=\text{常数，适用于层流流动}\\[2ex] \dfrac{k}{D_h}\left[0.023\left(\dfrac{4\dot{m}}{P\mu}\right)^{0.8}\cdot Pr^{0.4}\right], & \text{适用于湍流流动}\end{cases}\tag{13.1}$$

注意，在式(13.1)湍流表达式中，使用 D_h 来定义 $Re=\dot{m}D_h/A_o\mu=4\dot{m}/P\mu$。其中 P 是换热器中流道的湿周。一般认为 P 与 D_h 无关。例如，具有直径为 5mm 换热管的换热器与具有直径为 10mm 换热管的换热器相比，P 相同，D_h 却不相同。对于扩展表面形式换热器也存在类似情况。利用式(6.29)和式(6.67b)，可以将压降表达为如下形式：

$$\Delta p=f\frac{4L}{D_h}\frac{G^2}{2g_c\rho}=\begin{cases}\dfrac{1}{D_h^3}\left[\dfrac{1}{2g_c}\times\dfrac{\mu}{\rho}\times\dfrac{16L}{P}\dot{m}\ (fRe)\right], & \text{适用于层流流动}\\[2ex] \dfrac{1}{D_h^3}\left[\dfrac{0.046\times 4L}{2g_c}\times\dfrac{\mu^{0.2}}{\rho}\left(\dfrac{4\dot{m}}{P}\right)^{1.8}\right], & \text{适用于湍流流动}\end{cases}\tag{13.2}$$

在式(13.2)中，对于完全发展的层流流动来说 fRe 大约是常数(圆管的 fRe 理论值是 16)。在湍流流动中 $f=0.046Re^{-0.2}$。污垢所产生的最重要的物理结果是流动截面被堵塞，从而使通道的水力直径减小。因此，当已知质量流量 $\dot{m}$、流体流动长度 L、换热面积 $A(=PL)$，以及流体物性参数时，可以由式(13.1)和式(13.2)得到

$$h\propto\frac{1}{D_h}\qquad\qquad \Delta p\propto\frac{1}{D_h^3}\tag{13.3}$$

式(13.3)的函数关系式是在不考虑水力直径的变化，假设湿周不变的情况下得到的。实际中，当换热器的水力直径 D_h 变化时，圆管的 A 也发生了变化。在管式换热器中 $P=\pi d_iN_t=\pi D_hN_t$(N_t 为管子总数)，这样式(13.2)中层流时 $\Delta p\propto 1/D_h^4$，湍流时 $\Delta p\propto 1/D_h^{4.8}$，而不是式(13.3)中的 $\Delta p\propto 1/D_h^3$。同时，运用式(6.29)中定义的 $G=\dot{m}/A_o$、$A_o=(\pi/4)d_i^2$ 以及 $D_h=d_i$，将圆管中湍流 Δp 表示为

$$\Delta p = f\frac{4L}{d_i}\times\frac{G^2}{2g_c\rho} = f\frac{4L}{d_i}\times\frac{\dot{m}^2}{\left(\frac{\pi}{4}\right)^2 d_i^4}\times\frac{1}{2g_c\rho} = \frac{32L\dot{m}^2}{\pi^2 g_c\rho}\frac{f}{d_i^5} \tag{13.4}$$

将$f=0.046Re^{-0.2}$代入式(13.4)，那么方程中m的指数转变成1.8，d_i的指数转变成4.8。同时需要考虑由于污垢引发的表面粗糙度的改变对f所产生的附加影响(通常,我们保守地忽略表面粗糙度对于传热的影响)。事实上，由于污垢过程的固有瞬态特性，污垢对于传热系数和压降的影响要远比式(13.3)和式(13.4)所表示的复杂。

由式(13.4)可得到在质量流量为常数的情况下，有污垢的换热器和洁净换热器中压降之比$\Delta p_f/\Delta p_c$为

$$\frac{\Delta p_f}{\Delta p_c} = \frac{f_f}{f_c}\left(\frac{D_{h,c}}{D_{h,f}}\right)^5 \tag{13.5}$$

如果我们认为污垢对于摩擦因数没有影响(也就是$f_c=f_f$)，同时认为污垢导致管内径减小了10%~20%，那么根据式(13.5)，不管工作介质是液体还是气体，压降将增加69%~205%$\left[\text{与之对照,依据式(13.1)或式(13.3)可知,}h\propto\frac{1}{D_h}\right]$。根据式(6.1)可知，增加$\Delta p$会导致流体泵功的增加。由于液体的密度明显高于气体，因此增加压降导致的泵功增加仍能处在一个合理的范围之内。同时，在相同泵功条件下为流动提供泵功的设备，液体的要比气体的成本低一些[㊀]。

现在，让我们回顾一下污垢对于换热器传热的影响。由于污垢会减小流通面积以及流道的D_h，所以它能够提高流体和传热表面(可能会有污垢层覆着其上)之间的传热系数h[见式(13.1)]。具体原因有两个：一是流通面积的减少导致流速的提高，二是污垢层引起的表面粗糙度增加。这两个影响都会使得压降明显增加。附着在一侧或两侧的流体污垢层(沉淀物)会增加热流体到冷流体的热阻，因为热传导必须通过这一热导率极低的污垢层(图3.4)。与上面提到的污垢会增加h相比较，附加热阻的引入一般会大大减小换热器的最终UA[㊁]。由于污垢的不确定性很大，具有瞬态特性，以及污垢热阻($\hat{R}_f=1/h_f$)的不恒定和无精确测量方法，所以一般忽略污垢所引发的h的增加，或者将其考虑在污垢热阻的数值中。因此在计算有污垢表面的UA时，采用洁净无污垢表面的冷热流体传热系数h_h和h_c即可。通过总热阻方程式(3.20)和式(3.24)我们发现，污垢沉淀物会减少

㊀ 例如，据2001年的一个统计，在中型汽车用散热片中，空冷用300W风扇价格为35~40美元，水冷用水泵的价格为20~25美元。

㊁ 例如，参见式(3.20)和式(3.24)中热流体和冷流体中的污垢附加热阻($1/\eta_0 h_f A$)，该项可以较大程度地降低$1/UA$值，对于h_c和(或)h_h的增加则较小，这主要取决于方程中各自的相对数量级。

U/A的值，从而减少换热量q，这种减少在液体中要比在气体中更加显著。这是因为通常液体的h要比气体的h高出一个数量级。为便于理解，我们假设一个加工厂所用换热器的$U=1500\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$，或者说单位总热阻是$\hat{R}_o=6\times10^{-4}\mathrm{m^2\cdot K/W}$。如果污垢热阻$\hat{R}_{f,h}+\hat{R}_{f,c}=3\times10^{-4}\mathrm{m^2\cdot K/W}$(该值来源于1999年TEMA标准)，那么$\hat{R}_{o,new}=(6+3)\times10^{-4}\mathrm{m^2\cdot K/W}$且$q=A\Delta T_m/\hat{R}_{o,new}$，额外需要50%的换热面积。相反，在气体—气体紧凑式换热器中，假设$U=300\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$，或者说单位总热阻$\hat{R}_o=3\times10^{-4}\mathrm{m^2\cdot K/W}$。在相同的污垢阻力下，$\hat{R}_{f,h}+\hat{R}_{f,c}=3\times10^{-4}\mathrm{m^2\cdot K/W}$，污垢所导致的换热表面积增加仅为10%。

基于上述讨论，液体中的污垢会对传热产生有害影响，同时使泵功有所增加。相反，气体中的污垢会使传热有所降低(一般为5%~10%)，但会使压降和泵功有很大程度的增加(达到百分之几百)。

需要强调的是，在相同或不同的应用环境中，具有相同数量级的污垢系数[⊖](或者是单位污垢热阻)对性能所产生的影响是不同的。例如，相同污垢系数对清洁的设备(比如说一个闭路冷却系统)的影响较大，对于不清洁的设备(精炼厂中的原料预热工序)的影响就较小。其他一些例子也表明，由于给料和预处理的设备设计的不同，两个电厂中相同的污垢系数却会导致不同的污垢生成速率。

13.2　污垢的现象学思考

如13.1节所述，污垢是一种极其复杂的现象，涉及到瞬态传热、传质及动量传递。污垢受到与换热器表面、运行条件、工作介质相关的许多变量的影响。虽然污垢的作用过程很复杂，但是实际中一般是将污垢层作为附加热阻，利用经验公式来计算它对于换热器性能的影响。这已在图3.4中阐述过，后面13.3节会进一步讨论。然而问题是，这种简化模型的方法并不能反映腐蚀过程的瞬态特性。现在实际设计中是利用TEMA标准(对于管壳式换热器,见13.3节及表9.4)中的污垢系数和污垢单位热阻。然而更好的方法是进行清洁频率的成本分析，可通过考虑所有初始保守设计(增加污垢热阻项)来实现。在一些应用中，这种保守设计会产生比洁净换热器实际所需换热面积及流通面积大的结果，因此运行初期会获得较好的换热性能，但是流速的减小会增加污垢的生成速度。现在我们要详细考虑不同类型污垢生成机理和污垢连续生成过程，并举例说明如何对污垢过程建模。

13.2.1　污垢生成机理

液侧的污垢生成机理有六种：①沉淀或结晶污垢；②颗粒污垢；③化学反应

⊖ 在3.2.4节中介绍的污垢热阻概念将在13.2.6节中得到进一步阐述。

污垢；④腐蚀污垢；⑤生物污垢；⑥凝固(固化)污垢。只有生物污垢不会出现在气侧污垢中，因为从原则上讲气流中无养分。事实上，在许多应用中多种污垢生成机理同时存在，而且它们之间的相互作用使得污垢要比预想的只有一种时严重得多。值得注意的是，还有其他类型的污垢并不在上述范围之内，比如冷凝器中不凝物质的积聚。另外，堵塞会急剧增加压降但是它并没有完全覆盖传热表面，因此在应用中仍将其视为污垢。关于污垢的更多研究可以参考 Melo 等人和 Bott 的相关著作。

沉淀或结晶污垢的主要机理是指当传热表面处的浓度超过了极限值时，不溶盐就会在传热表面上沉积。因此沉淀的一个必要条件是过饱和，盐的沉淀可以出现在流体流动中，热边界层中，或者是流体-表面(即污垢-液膜)的界面上。它一般发生在水溶液和其他可溶盐溶液被加热或冷却过程中。当溶液中包括一些常见的溶解盐时(盐的溶解性和浓度随着温度的降低而减小，例如蜡沉淀物、气体水化物以及水和水蒸气的凝固)，沉淀污垢出现在冷表面一侧(例如通过冷却溶液)。对性质相反的盐(比如钙盐和镁盐)，加热溶液时会发生沉积。如果换热器中使用未处理过的水、海水、地下水、盐水、苛性钠溶液，以及其他的盐作为工质，那么沉积或结晶现象就会经常发生。这种污垢的重要特征是水冷系统中二价盐的沉淀。如果气流中包含有少量的可以在冷表面上结晶的有机物，那么结晶污垢就有可能发生。如果沉淀层很硬，附着紧密(经常发生在溶解性相反的盐中，比如含有硬盐的冷水)，我们称之为结垢(scaling)。如果是多孔的和糊状的，我们称之为污泥、软垢或者粉状沉淀。沉淀和结晶中最重要的现象包括以下内容。沉淀过程中晶体的增长需要形成一个原始的核子。控制该过程的机理就是成核，在传热表面上存在杂质时就会发生。固体微粒是通过扩散作用到达污垢表面的。在沉淀的同时总是伴随着由剪切力所导致的搬移现象。随着结晶或重结晶的出现，温度的变化以及其他因素，沉淀的机械完整性将随着时间的迁移变得更好或更差。这些现象受很多因素的影响，最主要的是当地的温度以及温度梯度水平，流体的成分以及溶液的浓度。

颗粒污垢是指悬浮于流体中的固体颗粒沉淀于传热表面上。如果是由于重力作用而发生的沉积，我们就称之为沉淀污垢。因此，颗粒污垢也可定义为换热器工作介质中的颗粒在换热表面上的积累。这种污垢经常包含以下沉淀：分布于流体中的腐蚀产物，河水中的淤泥和矿物颗粒，冷却水中的悬浮颗粒，不完全燃烧的煤烟，省煤器中的磁性物质，淡化系统中的盐沉积，空气冷却器中的灰尘沉积，锅炉中燃烧侧(气侧)的微粒等。这些颗粒污垢(以腐蚀产物的污垢为例)受以下因素的影响：金属腐蚀过程系数(在传热表面上)，表面上腐蚀产物的形成和沉积[⊖]，悬浮

⊖ 应当牢记，腐蚀产物可以是溶于换热器工质的，因此沉淀污垢和颗粒污垢通常是同时发生的。

颗粒的浓度，污垢表面的温度条件（被加热或不被加热）以及换热面处的热流量。

化学反应污垢是指流体中的化学反应过程中所产生的物质（污垢的前身）的沉淀，通常发生在边界层中或者流体与表面（污垢-液膜）的界面上，传热表面材料不参与反应。然而传热表面可以作为裂化、炼焦、聚合以及自然氧化过程的催化剂。化学物质的不稳定性，比如沥青和蛋白质，都可以诱导污垢前身的产生。虽然在原油和牛奶厂中所用换热器的沉积是发生在整个传热表面上的，但这种污垢通常发生在换热器的局部热点处。这种污垢可以在从环境温度到1000℃之间较大的温度范围内发生，不过在高温情况下更严重一些。沉淀污垢一般都是有机物，但是通常用无机物来加速化学反应。这种污垢的机理是在传热的过程中发生了我们不期望的化学反应。关于化学反应污垢，一个很好的例子是石油化工工业中的炼焦过程，在炼焦表面处会有多碳化合物的热裂解反应。在很多加工过程中都存在这种污垢机理，例如炼油、蒸汽相高温分解、气体和油的冷却、单体的聚合等。生物流体中的换热表面的污垢可能会包含更加复杂的化学反应和物理化学过程。化学反应污垢物阻止了保护性氧化层的形成，因而会加剧表面的腐蚀。所有污垢物的沉积都会加剧腐蚀。

在腐蚀污垢中，传热表面可能会与工质或其中的化学物质发生反应。腐蚀污垢或微量物质是由换热器中的工质携带而来的，生成的腐蚀产物沉积于表面上。因此腐蚀污垢可以被看做是一种化学反应污垢，这种污垢会影响换热器的机械完整性，同时污垢产物会增加热流体与冷流体之间的换热热阻。如果污垢产物在换热器的上游形成，然后在换热器的传热表面上沉积，这种流动机理就与颗粒污垢或沉淀污垢相类似，具体种类取决于腐蚀产物是否可溶于流体中。

在工业应用中，人们所关注的是腐蚀与其他类型污垢之间的相互作用。腐蚀污垢取决于换热器表面材料的选择，如果不考虑成本，我们完全可以通过选择合适的材料（比如昂贵的合金）来避免腐蚀污垢。在一些设备中，如果会发生化学反应污垢，并且没有在表面上形成保护性氧化膜，那么就会发生腐蚀污垢。在化石燃料电厂中，锅炉与凝汽器中的腐蚀污垢是极其重要的。影响腐蚀污垢的重要因素包括流体和传热表面的化学性质、氧化潜力和碱度，以及局部温度、热流量和工作流体的质量流量。需要注意的是，虽然腐蚀造成的沉积对于换热有不利的影响，但这种影响要比系统中其他地方由腐蚀造成的颗粒污垢轻得多。比如，锅炉中水侧污垢可能是由凝汽器或给水设备中的腐蚀产物引起的。

生物污垢是由生物或微生物在换热表面上的沉积、附着以及生长而造成的，这种现象在水中最常见。一般生物污垢可以细分成两类：微观生物污垢和宏观生物污垢。微观生物污垢是指微生物，如藻类、真菌、酵母、细菌和霉菌等的积累。宏观生物污垢是指较大的生物，如海水和江河中常见的藤壶、蚌类以及植物等的沉积。微观生物的污垢比宏观生物的污垢重要，也引起人们更多的关注。生物污垢一

般以生物薄膜或粘性层的形式存在于表面上，通常是分布不均的，丝状的，可变形的，很难去除。尽管生物污垢可以发生在适当的流体中，但通常都在开式循环冷却系统中或一次循环冷却系统中产生。因为这种污垢与生物有关，因此它的主要存在温度范围是0～90℃并在20～50℃时生长最旺盛。生物污垢可能会加剧粘性层下面的腐蚀污垢。微生物养分、无机盐以及活微生物体从流体中到传热表面上的传输是在分子扩散、湍流漩涡以及表面对有机物吸附作用下完成的。

凝固或固化污垢是指在液—固相变或气—固相变过程中，在过冷传热表面上发生的流体或者组成成分或者是固态沉淀物的凝固过程。例如，冷却水或冷却湿空气过程中在换热表面上形成的冰，苯酚冷却器中形成的沉积物，石蜡冷却过程中形成的沉积(冷却过程形成的混合物)都是这种情况(Bott,1981)。这种污垢发生于低温环境中，通常是在环境温度下或在低于环境温度下发生(取决于当地大气压力)。这种污垢的主要影响因素有工质的质量流量、温度和结晶状况、表面条件，以及流体中固体物质的浓度。

在许多设备中会发生复合污垢，也就是存在多种污垢生成机理，各种污垢的相互作用使得污垢问题变得非常复杂。在工业设备中发现的一些复合污垢生成机理是(Panchal,1999)：

1) 颗粒污垢与生物污垢、结晶污垢、化学反应污垢的复合。
2) 结晶污垢与化学反应污垢的结合。
3) 气体系统中，无机或有机蒸汽冷凝过程中存在着颗粒污垢。
4) 多种盐的结晶污垢。
5) 沥青沉淀、高温分解、聚合以及(或)原油沉积的复合污垢。

下面是一些腐蚀与污垢相互影响的例子(Panchal,1999)。

1) 微观污垢所诱导的腐蚀(MIC,持续蚀损腐蚀)。
2) 石油或液化气加工过程中出现的垢下腐蚀(引发腐蚀的元素在此聚集)。
3) 水冷设备中的腐蚀与生物污垢同在。
4) 腐蚀产物所诱导的污垢。

很明显，我们不能用一个简单的统一的理论来分析污垢过程，这不仅是因为前面提到的存在6种污垢生成机理，而且在很多过程中多种机理相互作用。然而我们可以提取出一些最有可能控制污垢过程的变量：①流速；②流体和传热表面的温度及温差；③流体的物理和化学性质；④传热表面的性质；⑤流动通道的几何形状。其他重要变量还包括污垢或污垢前身的浓度、杂质、传热表面的粗糙度、表面化学性质、流体化学性质(pH值和氧浓度等)、压力等。对于给定的流体-表面状况，两个最重要的变量是流体的速度和传热表面的温度。一般来说，流速较高可以减少污垢物的沉淀，同时加剧沉淀物的腐蚀，但也会加剧传热表面材料的侵蚀。表面温度较高能促进化学反应，加剧腐蚀、结晶(对于有相反溶解

曲线的盐）和聚合，但也会使生物污垢减缓，阻止凝固和常见溶盐的沉淀。因此，一般认为传热表面的温度低一些较好。

13.2.2 单相液侧污垢

单相液侧污垢通常由以下原因造成：①流动的液体中矿物质的沉淀；②各种颗粒的沉淀；③生物污垢；④腐蚀污垢。其他的一些污垢机理也同样存在。然而，更重要的是多污垢机理的联合作用。表 13.1 给出了一些运行参数对这些机理的定性影响。

表 13.1 运行变量对于液侧污垢的影响①

运行变量	沉淀	冷冻	颗粒	化学	腐蚀	生物
温度	↑↓	↓	↑↓←→	↑↓	↑↓	↑↓←→
速度	↑←→	↑↓	↓	↓	↑↓←→	↑↓
过饱和	↑	↑	——	——	——	——
pH 值	↑	——	↑↓	——	↑↓	↑↓
杂质	——	↓	——	——	——	——
浓度	↑	↑	↑	——	——	——
粗糙度	↑	↑	↑←→	——	↑←→	↑
压力	←→	←→	——	↑	↑	↑↓
氧气	←→	←→	——	↑	↑	↑↓

注：数据来源于 Cannas(1986)。

① 该表给出了当某一个运行变量增加时，对某个确定污垢生成机理的影响，包括增加(↑)，降低(↓)，以及无影响(←→)。破折号——表示文献中无此运行参数对污垢生成机理影响的记录。

利用污垢阻力的概念，计算有污垢和无污垢两种情况下的总体传热系数，我们就可以估计污垢对于传热的量化影响(见 13.3 节)。在计算时经常用到另外一个参数，即清洁度。它是指有污垢时的总体传热系数与清洁(无污垢)时总体传热系数之比。污垢对于压降的影响可以通过计算由此造成的流通截面积的减少而得到，如果污垢也导致摩擦因数的变化，也需要考虑。

13.2.3 单相气侧污垢

气侧污垢可能是由于沉淀(结垢)、颗粒沉积、腐蚀、化学反应，以及凝固所造成的。如果气侧传热表面的温度足够低，盐类化合物就会在上面固化，从而形成很硬的污垢。酸性蒸气，高温下利用熔融灰去除氧化层或者低温时用含盐的空气、烟气去除氧化层的工作都会加剧腐蚀污垢。颗粒沉积的典型例子就是植物残渣的积累。化学物质的过剩，比如硫、钒、钠等均会造成各种各样的化学反应污垢问题。结霜现象和低温沉淀是气侧凝固污垢的例子。关于气侧传热表面的污

垢问题，Marner 给出了一个很好的综述。运行参数对气侧污垢生成机理的重要影响总结在表 13.2 中。

表 13.2　运行变量对于气侧污垢的影响①

运行变量	颗粒	冷冻	化学	腐蚀
温度	↑↓	↓	↑	↑↓←→
速度	↑↓←→	↓	↑↓←→	↑←→
杂质	——	↓	——	——
浓度	↑	↑	——	↑
燃料和空气的比值	↑	——	↑	——
粗糙度	↑←→	——	——	↑←→
压力				
氧气	←→	←→	↑	——
硫	——	——	↑	↑

注：数据来源于 Cannas(1986)。

① 该表给出了当某一个运行变量增加时，对于某个确定污垢生成机理的影响，包括增加(↑)，降低(↓)，以及无影响(←→)。破折号——表示文献中无此运行参数对污垢生成机理影响的记录。

13.2.4　紧凑式换热器中的污垢

紧凑式换热器中较小的流道产生了较大的剪切速率，板式换热器的剪切速率可能是管-壳式的 3 ~4 倍。这样就很大程度地减轻了污垢。然而小通道带来了通道易堵塞的问题。为了避免堵塞，必须通过过滤或其他方式严格限制颗粒大小，使其小于换热器通道的 1/3。即使这样，在蜡状物质中仍然会出现颗粒污垢和凝聚。

13.2.5　污垢中的连续过程

基于 13.2.1 节中讨论的几种污垢生成机理的经验，我们可以清楚地看到，几乎所有的机理都包含相似的过程。多数情况下这些连续性过程包含：①开始；②运输；③附着；④移动；⑤老化，这就是 Epstein 所给出的概念。这些过程决定着整个污垢生成过程，也最终决定着污垢对换热器性能的影响。在一些工况中，某些特定过程在污垢中占据主导地位，它们直接决定污垢的类型。让我们来简单概括一下这些过程(Cannas,1986)。

污垢的开始是污垢过程的第一步，在此之前存在一个延迟时间或者称为诱导时间 τ_d，如图 13.1 所示。这一过程的基本机理是成核，如果成核速率较快，那么对应的 τ_d 就较短。影响 τ_d 的因素有温度、流速、污垢的成分、换热器表面的特性和条件。低能表面(不可湿)要比高能表面(可湿)的延迟时间长一些。在结晶污垢中，随着过饱和度的增加，τ_d 逐渐减小。化学反应污垢中，随着表面温

度的增加，τ_d 逐渐减小。在所有污垢生成机理中，由于换热表面粗糙度的增加会使成核、吸附、附着变得更容易，因此 τ_d 将减小。

运输是指主要成分(比如说氧)、重要的反应物，或者污垢物自身从主流流体中运动到壁面的传输过程。运输是整个连续性过程中被人们认识最深刻的一个过程，一般在以下一种或几种机理的作用下发生。

● 扩散：由于主流流体与壁面处流体的浓度差所导致的污垢成分从流体到壁面之间的质量传递。

● 电泳：在电场力的作用下，携带电量的污垢颗粒会靠近或者远离带电的表面，这取决于表面和颗粒的带电极性。电泳现象造成的污垢会随着流体电导率的减小，流体温度的增加，以及流体速度的增加而增加。它也与溶液的 pH 值有关。表面作用力与双电荷层之间的相互作用是影响电泳现象的主要因素。

● 热泳：细小的微粒在“热力”的作用下，沿着负温度梯度的方向运动，也就是说从热区域流向冷区域。因此如果高温壁面处的温度梯度很大，就能够阻止沉淀的发生，相反，冷壁面处的温度梯度很大就会加速微粒的沉积。与液体相比，气体中的热泳现象更加明显。

● 扩散传播：气流在传热表面的冷凝。

● 沉降：铁锈、泥土、灰尘等微粒在重力的作用下沉积于表面的现象。要发生沉降，必须保证向下的重力大于向上的浮升力。在大颗粒低流速的工况中，沉降是非常重要的。在冷却或者其他的工业过程中，经常看到铁锈和灰尘会作为复杂反应中的催化剂或者直接参与反应。

● 惯性影响：大颗粒由于惯性较大，偏离流体的流线而沉淀于传热表面的现象。

● 湍流向下扫描：由于湍流边界层中的粘性底层并不是真正稳定的，流体在湍流的作用下沿着表面向下流动。这被视为任意分布于表面上的吸入区域。

污垢在传热表面的附着既包含物理过程也包含化学过程，较难理解。表面状况、表面张力以及粘性力之间的相互作用对于附着过程是至关重要的。这些因素之间的协同复合形成了附着过程。

● 对于附着有重要影响的表面状况参数包括：表面自由能、湿润性(解除角和传播能力)，以及热渗透。随着换热管壁面与附近流体层之间的表面自由能差异的增加，湿润性和热渗透能力将增加。与可湿高能量表面相比，不可湿低能表面的延迟时间更长一些，并且不易产生沉淀(例如聚合体和陶瓷涂层)。表面粗糙度增加了有效接触面积，对成核和污垢的形成都起到了促进作用。因此粗糙度提高了可湿表面的可湿性，降低了不可湿表面的不可湿性。

● 存在多种表面作用力，最重要的一种是 London-van der Waals 力，它是指无极性的分子之间存在的分子引力。双电荷层相互作用力可能是引力也可能是斥力。在颗粒向壁面移动时，粘性力影响颗粒的附着，并且随着两者之间距离的减小而增大。

● 附着概率代表在微粒再次发散之前到达壁面与停留在壁面上的颗粒数之比。这是一个非常有用的统计学概念，可用于分析和解释复杂的附着过程。

污垢从表面的脱离与污垢的沉积可能是同时发生的，也可能不同时出现。脱离是以下因素单独或同时作用的结果：剪切力、湍流脉冲，以及侵蚀。

● 剪切力来自于流动的流体对沉淀层所施加的切应力。随着污垢层的形成，流通截面积减小，使得一定质量流量下的流体平均流速增加，剪切力也增加。只有当沉淀物的结合阻力大于固液界面处的剪切力时，才会形成新的沉淀。

● 随机分布的周期性湍流脉冲（任意恒定时间内）像微型旋风一样将沉淀物从表面上带走。由于流体的连续性，湍流脉冲又被后面的缓流冲走，这又会促进沉积。

● 已脱离沉淀物的再溶解与沉淀物的溶解性有直接关系。因为沉淀物在最初形成时被认为是不可溶的，那么它要溶解除非本身性质或流体性质或二者同时发生变化，这些变化在局部温度、速度、碱度及其他运行参数变化时有可能实现。例如，温度足够高或者足够低时会破坏生物沉淀，削弱它与表面接触所引起剥落或溶解。在发电系统中，腐蚀层的脱落是利用在较低浓度碱液中重新溶解来实现的。重新溶解就是沉淀物以离子或原子形式的脱离过程。

● 侵蚀基本可认为是一个整体脱离的过程。它很大程度上取决于污垢物的抗剪强度，还取决于传热表面倾斜的程度和长度（如果存在的话）。侵蚀是一种物质以特定形式脱离的方式。如果污垢层是由结晶良好的纯物质组成（结构紧密），那么脱离机理就不能有效地说明问题；如果它是由大量的结晶性质不同的盐组成的话，那么脱离机理就能有效说明问题。

沉淀物的老化是指污垢材料从附着到传热表面开始，随着时间的推移所经历的任何变化。老化过程既包含化学变化又包含物理变化。比如，有机污垢退化为碳质材料，无机污垢的脱水和晶相转变等。老化过程的一个直接变化，是沉淀物热导率发生了变化[⊖]。老化可以强化或弱化污垢。

13.2.6 污垢过程建模

忽略污垢过程的类型，任何类型的污垢都以污垢物的净质量流量为特征（例如，一定时间内，沉积于传热表面的污垢物质量 m 的变化 $\mathrm{d}m/\mathrm{d}\tau$，等于污垢沉淀速度 m_d 与污垢再扩散速度 m_r 之净差）。

$$\frac{\partial m(s,\tau)}{\partial \tau} = \dot{m}_d(s,\tau) - \dot{m}_r(s,\tau) \tag{13.6}$$

式(13.6)中，s 是表示污垢质量在空间分布的符号（即沿 x、y、z 方向），如果污垢

⊖ 一个常见的老化但不生垢的例子，在开阔的空间中，经过一星期左右太阳的照射，柔软蓬松的雪转化为坚硬的、微黄色的冰，其性质发生了变化。

分布均匀，那么污垢的质量可以用下面的简单公式得到。

$$m=\rho_f A\delta_f \tag{13.7}$$

其中 ρ_f 代表了污垢的质量密度，A 表示被污垢所覆盖的传热面积，δ_f 是污垢层的厚度。一般来说，式(13.6)中的三项在空间上是分布不均的，并且还与时间有关。式(13.6)可方便地转化为单位换热面积上的质量，即 $M_A=m/A$，对于空间均匀分布的沉淀层而言，公式如下：

$$\frac{\mathrm{d}M_A}{\mathrm{d}\tau}=\dot{M}_{A,d}-\dot{M}_{A,\tau} \tag{13.8}$$

式(13.8)是将式(13.6)理想化后的直接结果，认为污垢沿整个传热面积 A 均匀分布。而且，单位换热面积的质量(污垢沿整个传热面积均匀分布)可写为

$$M_A=\rho_f\delta_f=\rho_f k_f\hat{R}_f \tag{13.9}$$

其中 $\hat{R}_f=\delta_f/k_f$，污垢系数，代表了单位热阻所对应的污垢，也就是单位传热面积上沉淀污垢所对应的热阻。我们简单地称为污垢热阻。根据污垢系数的定义，得到 $\delta_f=k_f\hat{R}_f$，最终有

$$\frac{\mathrm{d}M_A}{\mathrm{d}\tau}=\rho_f\frac{\mathrm{d}\delta_f}{\mathrm{d}\tau}=\rho_f k_f\frac{\mathrm{d}\hat{R}_f}{\mathrm{d}\tau} \tag{13.10}$$

在式(13.10)中，假设污垢层的质量密度和热导率是不随时间变化的。将式(13.8)和式(13.10)联立，可以得到

$$\frac{\mathrm{d}\hat{R}_f}{\mathrm{d}\tau}=\dot{\hat{R}}_d-\dot{\hat{R}}_r \tag{13.11}$$

其中，$\dot{\hat{R}}_j=\dot{M}_{A,j}/\rho_f k_f$ 代表污垢的沉淀热阻率($j=d$)和污垢的扩散热阻率($j=r$)。

为求解式(13.8)或者式(13.11)，需要知道单位传热面积上或者单位热阻所对应的质量流量表达式(适用于污垢的沉淀和再扩散过程)[即式(13.8)和式(13.11)中右手侧所对应的项]。为确定这些变量，曾建立过很多模型，其中的一些模型总结在表13.3中。让我们以其中的Taborek等人的模型为例进行说明。

表 13.3　沉淀及再扩散模型[①]

沉淀量 $\dot{M}_d$	再扩散量 $\dot{M}_r$	来　源[②]	注　释[③]
au_bC_b	$b_0\tau_s m$	Kern 和 Seaton (1959a,b)	a，沉淀常数；u_b，流体的整体速度；C_b，整体浓度；b_0，再扩散常数；颗粒和其他类型污垢($\dot{M}_d$)；剥落($\dot{M}_r$)；式(13.7)中给出的污垢质量 m
$K_dC_b=k_mC_b$	$b_3\dot{M}_d$	Bartlett(BNWL)	k_d，沉淀系数；k_m，质量传输系数；b_3，再扩散常数；沉淀物的对流质量传输($\dot{M}_d$)；侵蚀和粘结断裂($\dot{M}_r$)

（续）

沉淀量 $\dot{M}_d$	再扩散量 $\dot{M}_r$	来　源[②]	注　释[③]
$K_d C_b$	bm	Charlesworth(1970)	b，再扩散系数；流动沸腾中的铁矿石沉淀($\dot{M}_d$)；侵蚀，剥落($\dot{M}_r$)
$K_d C_b = \dfrac{C_b}{\dfrac{1}{k_m}+\dfrac{1}{Su_w}}$	$b_4 m_{loose}$	Beal (1970, 1972, 1973)	S，粘附可能性；u_w，颗粒的垂直壁面速度；b_4，再扩散系数；m_{loose}，单位传热面积上的沉淀物质量的流失；由eddy和Brownian扩散以及惯性所造成的颗粒沉淀($\dot{M}_d$)或侵蚀($\dot{M}_r$)
	$b_5(C_s - C_b)m$	Burrill(1977)	b_5，再扩散系数；C_s，表面浓度；溶解($\dot{M}_r$)
$c_1 \wp_1 \Omega^n e^{-\frac{E}{RT_s}}$	$b_1 \tau_s \dfrac{m^i}{\psi}$	Taborek 等(1972)，Taborek 和 Ritter(1972)	参见相关描述符号的文字；冷却水($\dot{M}_d$)；剥落($\dot{M}_r$)
$k_1 m$	$k_1 k_2 m^2$	Characklis(1990)	k_1，k_2，常数；生物污垢过程
$K_m F C_m + km$	$b_6 \tau_s m$	Pancha 等(1997)	K_m，传递系数；F，停留表面上的微生物份额；C_m，微生物的浓度；k，比值常数；b_6，常数

① 本表格所用特定变量均是局部的，具体单位和详细物理意义请参考各自的出处。表中所列模型阐述了文献中已记录的多种模型。

② D. Q. Kern and R. E. Seaton(1959a), *Brit. Chem. Eng.*, Vol. 4, pp. 258; D. Q. Kern and R. E. Seaton(1959a), *Brit. Chem. Eng. Prog.*, Vol. 55, pp. 71; J. W. Bartlett(1968), BNWL-676, UC-80, Reactor Technology, Battelle Northwest, Richland, Wash.; D. H. Charlesworth(1970), *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 66, No. 104, pp. 21; S. K. Beal (1970), *Nucl. Sci. Eng.*, Vol. 40, pp. S. K. Beal (1972), Paper 76-C, 65th Annual Meeting AICHE; S. K. Beal (1973), Trans. Am. Nucl. Soc., Vol. 17, pp. 163; K. A. Burrill(1977), *Can. J. Chem. Eng.*, Vol. 55, pp. 54; J. Taborek et al. (1972), *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 68, pp. 59, 69; J. Taborek and R. B. Ritter(1972), Paper 76-A, 65th Annual Meeting AICHE, NewYork; W. G. Characklis (1990) Biofilm Process, *in Biofilms*, W. G. Charachkis and K. C. Marshall, eds., Willey, NewYork, pp. 159-231; C. B. Panchal el al. (1997), *in Foulding Mitigation of Industirial Heat Exchanger Equipment*, C. Panchal, ed., Begell House, NewYork, pp. 201-212.

③ 每个模型中的 $\dot{M}_d$ 和 $\dot{M}_r$，均对应特定的污垢(沉淀)和脱离类型。

根据Taborek等人的结果[Epstein(1978)]，沉淀和再扩散的质量流量可表示为

$$\dot{M}_{A,d} = c_1 \wp_1 \Omega^n \exp\left(-\frac{E}{RT_s}\right) \qquad \dot{M}_{A,r} = b_1 \tau_s \frac{m^i}{\psi} \tag{13.12}$$

式中：b_1、c_1 为常数；$\wp_1$ 为取决于速度和沉淀物附着性质的沉积概率函数；Ω^n

为水的质量系数；E 为活性能；R 为通用气体常数；T_s 为沉淀层表面的热力学温度；τ_s 为沉淀表面的流体剪切力；ψ 为沉淀物的脱离阻力（污垢的强度系数）；m 为污垢物质量；i 为指数。

式（13.12）可以用式（13.11）中的沉积和脱离热阻速率重新表达如下［Knudsen（1998）］。

$$\dot{\hat{R}}_d = c_2 \wp_1 \Omega^n \exp\left(-\frac{E}{RT_s}\right) \qquad \dot{\hat{R}}_r = b_2 \tau_s \frac{\delta_f}{\psi} = b_2 \tau_s \frac{k_f}{\psi} \hat{R}_f \tag{13.13}$$

式（13.13）中，b_2、c_2 是常数。需要注意的是两组方程［式（13.12）和式（13.13）］都是半经验性的，内含控制污垢的变量。将沉淀或再扩散过程的单位换热面积质量表达式代入式（13.8）和式（13.11）（或者是它们的热阻），就可以将这些控制方程统一，并且能够最终确定沉淀的质量或者是它们的热阻。这种方法的解必须要与图 13.1 中给出的经验结果相吻合。

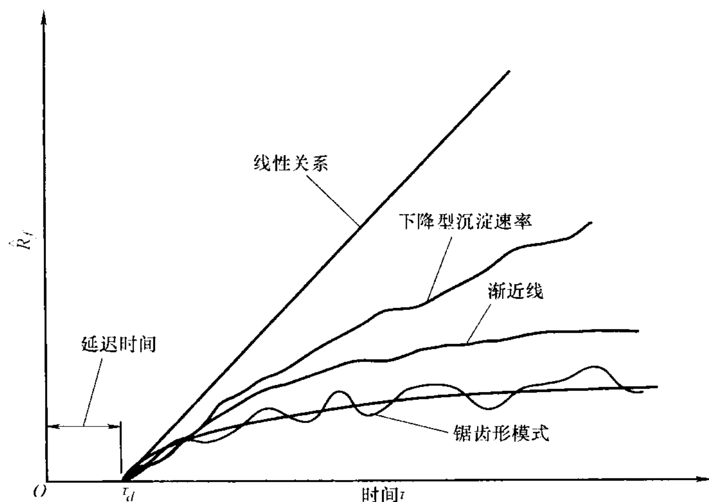


图 13.1 污垢热阻与时间的关系

图 13.1 给出了关于污垢热阻生长的 4 种特征性假想（Knudsen,1998）。图中 τ_d 是当$\hat{R}_f$ 已不可忽略时污垢开始沉淀的延迟时间。

1）线性特征（也就是 $\dot{\hat{R}}_f$ 与 τ 呈线性关系）表明沉淀速率是常数并且没有再扩散（或者说，至少两者之间的差别不随时间变化）。线性生垢行为一般与含有纯净盐类的、结构良好的沉积层的结晶过程相联系，这里的纯净盐是没有受到其他共沉淀杂质污染的。这种强烈的结构特征使得纯净盐沉淀物的结合力很强，这一特征使得污垢物的脱离过程变得很困难。如果热负荷保持不变，线性污垢的这种表现也可以出现在化学反应污垢中。

2）下降型污垢常发生在沉积速度减小但总是大于脱离速度情况中。在板式换热器的结晶污垢和颗粒污垢中曾观察到这种现象。

3）渐近线的特征行为反映了式(13.13)中 $\dot{\hat{R}}_d$ 的变化情况，这是脆弱的污垢受到流动流体剪切力的作用而形成的。渐近线形污垢生长模型在冷却水换热器中经常见到。在这些情况中，由于具有不同结晶形式的盐同时结晶，或者是悬浮微粒在晶体上的着床，均使得形成的污垢层很脆弱，附着性差。这种沉淀的生长能在垢层中形成内部的应力，从而使沉淀的脱离更容易。最终形成了一种渐近型的垢层，此时沉淀的生成与脱离是相互平衡的。

4）由污垢沉淀物的老化过程(强度和附着力的减弱)所引发的锯齿形模式所导致的污垢的脱离过程很容易。在海水中或者用于脱盐蒸发器中的铜管的侵蚀污垢就是这种情况。

例 13.1　一种富含惰性颗粒的流体流经管式换热器，颗粒污垢在管子内表面上形成沉淀。假设经历一段持续时间后，热阻的渐近值为$\hat{R}_{f,\tau\to\infty}$。并且认为在194h 后，污垢热阻达到渐近值的63%，将这一过程模型化，以确定污垢热阻和时间的关系。假设式(13.11)和式(13.13)的模型可用，试问污垢热阻达到渐近值的90%需要多长时间？

求解：

问题数据和简述：发生于管式换热器中的污垢，污垢热阻的渐进值是$\hat{R}_{f,\tau\to\infty}$。达到渐近值的63%所用时间为194h。

确定：建立污垢过程模型，确定污垢热阻与时间的关系。

假设：Taborek 等人的模型所需的假设(见13.2.6节)在本题中是成立的。该假设认为本问题中的所有参数和变量均不随时间变化。

分析：根据式(13.11)和式(13.13)，污垢过程的模型为

$$\frac{d\hat{R}_f}{d\tau}=c_2\wp_1\Omega^x\exp\left(-\frac{E}{RT_s}\right)-b_2\tau_s\frac{k_f}{\psi}\hat{R}_f \tag{1}$$

初始条件是

$$当\ \tau=0\ 时，\hat{R}_f=0 \tag{2}$$

需要进一步分析式(2)所定义的初始条件。在大多数污垢中，污垢热阻需经历一定的延迟时间后才可以看到(也就是$0\leq\tau\leq\tau_d$,其中,τ_d 是沉淀污垢开始的延迟时间或者是污垢热阻的形成时间,如图13.1所示)。这是由传热表面的污垢成核以及污垢物的低导热性而使得换热减弱的影响共同造成的。最终 τ_d 并不代表实际污垢过程的延迟时间，而是由污垢引起的传热减弱的延迟。在我们的分析中，令 $\tau_d=0$。

由式(1)和式(2)定义的问题的解可通过求解线性一阶常微分方程的方法轻松得到。让我们引入两个新定义的变量。

$$a = b_2 \tau_s \frac{k_f}{\psi} \qquad b = c_2 \wp_1 \Omega^n \exp\left(-\frac{E}{RT_s}\right) \tag{3}$$

将式(3)中的 a、b 代入式(1)，得到

$$\frac{d\hat{R}_f}{d\tau} = b - a\hat{R}_f \tag{4}$$

对这个线性一阶常微分方程积分，并简化，可以得到

$$\hat{R}_f = \frac{b}{a} + C\mathrm{e}^{-a\tau} \tag{5}$$

式(5)中的积分常数 C 可应用通过边界条件式(2)求得。

$$C = -\frac{c_2 \wp_1 \Omega^n \mathrm{e}^{-\frac{E}{RT_s}}}{b_2 \tau_s \left(\frac{k_f}{\psi}\right)} \tag{6}$$

将常数 a、b、C 代入式(5)，得到

$$\hat{R}_f = \frac{c_2 \wp_1 \Omega^n \mathrm{e}^{-\frac{E}{RT_s}}}{b_2 \tau_s \left(\frac{k_f}{\psi}\right)} \left[1 - \mathrm{e}^{-b_2 \tau_s \left(\frac{k_f}{\psi}\right)\tau}\right] \tag{7}$$

式(7)代表了污垢热阻随时间的变化过程，当时间足够长($\tau \to \infty$)，就可以得到污垢热阻的渐近值$\hat{R}_{f,\tau\to\infty}$。

$$\hat{R}_{f,\tau\to\infty} = \lim_{\tau\to\infty} \hat{R}_f = \frac{c_2 \wp_1 \Omega^n \mathrm{e}^{-\frac{E}{RT_s}}}{b_2 \tau_s \left(\frac{k_f}{\psi}\right)} \tag{8}$$

最终，利用式(8)可以将式(7)写成一种更为简单的表达形式。

$$\frac{\hat{R}_f}{\hat{R}_{f,\tau\to\infty}} = 1 - \mathrm{e}^{-\left(\frac{\tau}{\tau_c}\right)} \tag{9}$$

其中，$\tau_c = \psi / b_2 \tau_s k_f$。式(9)被称为 Kern-Seaton 关系式。注意当 $\tau = \tau_c$ 时，式(9)的右端项变成了 0.63。也就是说当 τ 等于时间常数 τ_c 时，污垢热阻达到了渐近值的 63%，也就是问题中的 $\tau_c = 194\mathrm{h}$。因此污垢热阻要达到渐进值的 90% 时，所要经历的时间可由式(9)求得。

$$0.9 = 1 - \mathrm{e}^{-\left(\frac{\tau}{194}\right)} \quad 从而得到 \quad \tau = 447\mathrm{h}$$

讨论和注释：这一例题中，我们并没有强调原始模型中固有的物理变量的影响[这些变量和常数可见式(13.12)]，因为这些变量和常数的值事实上都是未知的。而且式(9)所描述的污垢过程对于用时间常数表达渐近热阻值的过程(例如颗粒污垢或者结晶污垢)来说是非常好的。注意，当 τ_c 的值较大时，式(9)简化为

$$\frac{\hat{R}_f}{\hat{R}_{f,\tau\to\infty}} = \frac{\tau}{\tau_c}$$

这个方程表达了极限情况；这里高阶项被忽略。因此，这种情况下，污垢热阻$\hat{R}_f$与τ呈线性关系。在式(1)微分方程的参数都是常数的工况中(如同本例题中的简化)，污垢过程假设沉淀是已知的，流体质量是已知的，并且流动条件是不变的。需要提到的是 Epstein 还总结了许多其他的污垢过程模型。它们中的大多数都给出了式(13.11)中的$\hat{R}_d$和$\hat{R}_r$的表达式。如果这些已知，求解污垢过程和时间的关系和本例题相似，利用沉淀污垢热阻和再扩散污垢热阻的表达式，并对最后的微分方程积分就可以求解。所有这些解通常都可视为污垢趋势的表征。然而，污垢过程的复杂性以及所包含的非线性都使得我们不能给出一个可靠的预测。

13.3 污垢热阻的设计方法

在描述污垢对于换热器热力性能的影响方面，曾经有过大量的换热器设计实例。最早(大约1910年)是用清洁度系数C与材料系数μ的结合，来修正清洁换热表面的整体传热系数U_c。最终得到有污垢的换热器传热系数$U_f=\mu CU_c$。Somerscales 最早给出了这两个系数的具体值，即材料系数在0.17~1.0之间，清洁度系数在0.5~1.0之间。后来事实证明只需要一个系数，即清洁度因子CF更为合适。这样污垢条件下的传热系数可简单表示为$U_f=CF\times U_c$，其中$CF<1$，在电厂工业中，比较典型的CF值在0.8~0.9之间。

下面我们将陈述关于考虑污垢影响的一些现代的实用方法。

13.3.1 污垢热阻和总体传热系数的计算

如同在3.2.4节中介绍的那样，换热器的总热阻包含热量从热流体到冷流体传递的一系列热阻，包含污垢在两侧流体中所形成的污垢热阻，如图3.4所示。如果传热系数以流体1所对应的换热面积A_1为基准，在两侧均无翅片的情况下，关系式如下：

$$\frac{1}{U_1}=\left(\frac{1}{h_1}+\hat{R}_{f,1}\right)+\frac{\delta_w}{k_w}\times\frac{A_1}{A_w}+\left(\frac{1}{h_2}+\hat{R}_{f,2}\right)\frac{A_1}{A_2} \tag{13.14}$$

式(13.14)中所包含的热阻是当壁面为平板时的表达式[对于圆管形壁面，见式(3.31)]。式(3.30)适应性更广，包含两侧含有翅片的情况。将式(13.14)重新整理并简化，有

$$\frac{1}{U_1}=\frac{1}{h_1}+\hat{R}_{f,1}+\hat{R}_{f,2}\frac{A_1}{A_2}+\frac{\delta_w}{k_w}\times\frac{A_1}{A_w}+\frac{1}{h_2}\times\frac{A_1}{A_2}=\frac{1}{h_1}+\hat{R}_f+\hat{R}_w\frac{A_1}{A_2}+\frac{1}{h_2}\times\frac{A_1}{A_2} \tag{13.15}$$

注意，$\hat{R}_f=\hat{R}_{f,1}+\hat{R}_{f,2}(A_1/A_2)$代表总的污垢热阻，也就是传热表面两侧的污垢热阻之和。必须说明的是，前面提到的污垢对于总体传热系数的减小并没有考虑污

垢过程的瞬态特征。根据 Chenweth 的观点，式(13.14)和式(13.15)中的污垢热阻的概念必须建立在以下原则之上。

1）污垢热阻应当只反映污垢的影响，不能反映换热器设计中的不确定性。

2）适当的污垢热阻值应当以实际运行经验为基础，并在可能的情况下用经济性指标对其进行修正。

3）污垢热阻应当由购买者或者使用者来确定，而不应由生产商来确定。因为前者更了解实际应用情况。

4）侵蚀污垢和生物污垢由于它们的复杂性和难以预测的性质，只能从外部来进行控制。也就是说，应该有套减小或阻止污垢的控制系统。

在实践中，是通过对一侧或两侧的污垢热阻假设一个合适的值，得到由于污垢所造成的额外传热面积以实现换热器的设计，同时也给出一套具体的除污措施。(参见 13.4.3 节)

由于要控制给定过程中的大量外部和内部因素是非常复杂的，因此要运用确定性模型(著名的动力学模型)得到污垢增长与时间的函数关系是非常困难的。一种更加现实的污垢生长模型是将污垢视为一种随时间随机变化的过程[㊀]，利用概率论的方法结合 13.4.3 节中介绍的除垢措施进行分析。

关于这一点还需引起注意，学者和工业界的工程师们一直在讨论的一个问题是，在解决由污垢所引发的设计问题中，污垢热阻或污垢速率的概念是不是最好的工具。解决这一两难问题的建议是用于换热器设计的污垢热阻值需要根据污垢生成速率和估计的除垢时间间隔来确定(Rabas 和 Panchal,2000)。

13.3.2 污垢对于换热器传热性能的影响

根据应用和需求，污垢对于换热器传热性能的影响可依据以下条件来估计：①在 q 和 ΔT_m 一定时，所需要增加的传热面积；②在 q 和 A 一定时，所需要增加的平均温差；③相同的 A 和 ΔT_m 下，减少的换热量[㊁]。针对这些方法，现在将 A_f/A_c、$\Delta T_{m,f}/\Delta T_{m,c}$、$q_f/q_c$ 的表达式确定如下[㊂]。前两种工况中，在清洁或有污垢的条件下，换热器中的换热量是相同的。因此有

$$q = U_c A_c \Delta T_m = U_f A_f \Delta T_m,\ \Delta T_m \text{ 不变} \tag{13.16}$$

因此有

㊀ 污垢过程的自由度是由污垢热阻中与时间相关的散播物来回往复运动所造成的。

㊁ 第一种情况发生在换热器设计过程中，通过增加传热面积来考虑污垢的影响。第二种和第三种工况发生在已经设计完毕投入运行的换热器中，其目的是确定污垢对换热器性能的影响。

㊂ 在本章中，下标 c 表示清洁的表面，f 表示有污垢的表面。

$$\frac{A_f}{A_c}=\frac{U_c}{U_f} \tag{13.17}$$

根据式(13.15)，总体传热系数(基于换热管外侧表面)与清洁情况以及污垢情况下的热阻关系式如下。对于清洁换热表面有

$$\frac{1}{U_c}=\frac{1}{h_{o,c}}+\hat{R}_w\frac{A_o}{A_w}+\frac{1}{h_{i,c}}\times\frac{A_o}{A_i} \tag{13.18}$$

对于有污垢的换热表面有

$$\frac{1}{U_f}=\frac{1}{h_{o,f}}+\hat{R}_f+\hat{R}_w\frac{A_o}{A_w}+\frac{1}{h_{i,f}}\times\frac{A_o}{A_i}=\frac{1}{h_{o,c}}+\hat{R}_f+\hat{R}_w\frac{A_o}{A_w}+\frac{1}{h_{i,c}}\times\frac{A_o}{A_i} \tag{13.19}$$

注意我们理想化地认为 $h_{o,f}=h_{o,c}$，$h_{i,f}=h_{i,c}$，$A_{i,f}=A_{i,c}=A_i$，以及 $A_{o,f}=A_{o,c}=A_o$。因此这里的 A_o 代表换热管外侧换热面积，而不是换热器内的自由流通面积。式(13.18)和式(13.19)的差为

$$\hat{R}_f=\frac{1}{U_f}-\frac{1}{U_c} \tag{13.20}$$

需要补充说明的是，只要清洁情况下总传热系数是常数，式(13.20)就是适用的。如果这一假设不能满足，那么式(13.20)右端项就不仅是污垢热阻了，还包含其他的对总体传热系数产生影响的因素。这样的话，这种污垢的估计就不正确了。联立式(13.17)和式(13.20)，可以得到

$$\frac{A_f}{A_c}=U_c\hat{R}_f+1 \tag{13.21}$$

与之类似，当 q 和 A 相同，而清洁和有污垢的换热器 ΔT_m 不同时，有

$$q=U_cA_c\Delta T_{m,c}=U_fA_c\Delta T_{m,f}\text{，当 } A \text{ 一定时} \tag{13.22}$$

因此有

$$\frac{\Delta T_{m,f}}{\Delta T_{m,c}}=\frac{U_c}{U_f} \tag{13.23}$$

联立式(13.23)和式(13.20)，得到

$$\frac{\Delta T_{m,f}}{\Delta T_{m,c}}=U_c\hat{R}_f+1 \tag{13.24}$$

最后，如果传热面积和平均温差不变，相同的换热器在有污垢和无污垢的净情况下换热量分别是 $q_f=U_fA\Delta T_m$ 以及 $q_c=U_cA\Delta T_m$。将这两个关系式与式(13.20)联立，就得到

$$\frac{q_f}{q_c}=\frac{1}{U_c\hat{R}_f+1} \tag{13.25}$$

式(13.25)也可表示为

$$\frac{q_c}{q_f}=U_c\hat{R}_f+1 \tag{13.26}$$

我们看到式(13.21)、式(13.24)和式(13.26)的右端项是相同的。式(13.21)、式(13.24)和式(13.25)如图13.2所示，给出了有污垢的和清洁的换热器两者随着 A 和 ΔT_m 百分比的增加，其对应的换热量百分比减少的趋势。从图中可以清楚地看到，当 $\hat{R}_f$ 和 U_c 值均较大，或者 U_c 值较大时，污垢对于换热器性能的影响是非常重要的。

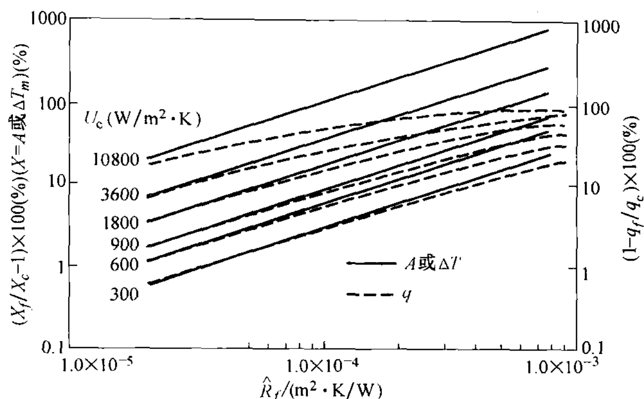


图13.2 传热面积、平均温差、热负荷与污垢换热器中的单位热阻所对应的污垢之间的百分比变化关系图

清洁因子 CF 与污垢热阻 $\hat{R}_f$ 的关系为

$$CF=\frac{U_f}{U_c}=\frac{1}{U_c\hat{R}_f+1} \tag{13.27}$$

例13.2 清洁情况下的换热器总体传热系数为800W/(m² · K)。根据工业经验，换热器的清洁因子 CF 为0.7。确定对应的污垢热阻的大小。

求解：

问题数据和简述：给出了下列数据：$U_c=800\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$，$CF=0.7$。

确定：这台换热器的污垢热阻 $\hat{R}_f$。

假设：热侧和冷侧流体的传热系数在有污垢和无污垢时是相同的。有污垢时壁面的热阻也不变。由于污垢沉淀造成的传热面积的改变可以忽略。翅片系数为1。换热器设计理论中的所有理想化假设在此都成立(见第3.2.1节)。

分析：污垢热阻与清洁和污垢条件下的总体传热系数的关系由式(13.20)给出。

$$\hat{R}_f=\frac{1}{U_f}-\frac{1}{U_c} \tag{1}$$

利用 $U_f=CF\times U_c$，式(1)可简化为

$$\hat{R}_f = \frac{1}{CF \times U_c} - \frac{1}{U_c} = \frac{1}{U_c} \times \frac{1 - CF}{CF} \tag{2}$$

这样，将已知数据代入式(2)，有

$$\hat{R}_f = \frac{1}{800}\left(\frac{1-0.7}{0.7}\right)\mathrm{m^2 \cdot K/W} = 5 \times 10^{-4}\mathrm{m^2 \cdot K/W}$$

讨论和注释：在一些工业中(比如动力工业)，广泛采用清洁因子来评价污垢的影响。这是由于工业的实际情况以及通过试验确定污垢热阻非常困难所造成的(Somerscales,1990)。在以上假设均成立，并且清洁因子已知的情况下，式(2)可以用来计算污垢热阻或单位热阻。

例13.3 试确定当污垢热阻从 $10^{-4}\mathrm{m^2 \cdot K/W}$ 变化到 $10^{-3}\mathrm{m^2 \cdot K/W}$ 时，所需的传热面积改变了多少。换热量和平均温差保持不变，$U_c = 1000\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}$。假设换热器两侧没有扩展表面。

求解：

问题数据和简述：给出了如下数据：

$U_c = 1000\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}$　　$\hat{R}_{f,1} = 10^{-4}\mathrm{m^2 \cdot K/W}$　　$\hat{R}_{f,2} = 10^{-3}\mathrm{m^2 \cdot K/W}$

$q_c = q_f$　　$\Delta T_{m,f} = \Delta T_{m,c}$　　$\eta_{o,1} = \eta_{o,2} = 1$

确定：污垢热阻从 $10^{-4}\mathrm{m^2 \cdot K/W}$ 变化到 $10^{-3}\mathrm{m^2 \cdot K/W}$ 时，所需传热面积的变化。

假设：污垢和清洁状况下的传热系数是相同的。污垢状况下，壁面热阻不变。由于沉淀所导致的传热面积变化可以忽略。换热器设计理论中的所有理想化假设在此都成立(见3.2.1节)。

分析：污垢和清洁状况下的换热量和平均温差是相同的。因此，由式(13.21)我们有

$$\frac{A_f}{A_c} = U_c\hat{R}_f + 1 \tag{1}$$

由式(1)，当总的污垢热阻由 $\hat{R}_{f,1}$ 变化到 $\hat{R}_{f,2}$ 时，引起传热面积由 $A_{f,1}$ 变化到 $A_{f,2}$。

$$\frac{A_{f,1}}{A_c} = U_c\hat{R}_{f,1} + 1 \quad 和 \quad \frac{A_{f,2}}{A_c} = U_c\hat{R}_{f,2} + 1 \tag{2}$$

将已知数据代入式(2)，可以得到

$$\frac{A_{f,2}}{A_{f,1}} = \frac{U_c\hat{R}_{f,2} + 1}{U_c\hat{R}_{f,1} + 1} = \frac{10^3\mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \times 10^{-3}\mathrm{m^2 \cdot K/W} + 1}{10^3\mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \times 10^{-4}\mathrm{m^2 \cdot K/W} + 1} = 1.82 \tag{3}$$

因此，当换热器中污垢热阻增长了10倍，所需换热面积增加了82%。

讨论和注释：这个例子清晰地说明了当污垢热阻增长一个数量级时，所需传热面积增加很大。同样，当污垢热阻减小一个数量级时，所需传热面积就会明显地减小(约为一半)。这一结果说明了清洁换热器与具有一定污垢热阻的换热器所需的传热面积之间的百分比的变化，在图13.2中也已给出。

13.3.3 污垢热阻的经验数据

自从 1941 年 TEMA 首次编写管壳式换热器污垢热阻以来，关于污垢热阻的经验数据已经有了几十年的积累。表 9.4 中总结了一些选用的数据，此处不再赘述。TEMA 在 1941 年建立的污垢系数或者说是污垢热阻的最初数据仍然在用，但是以前设计的换热器服役期是 3 个月，现在则变成了 5 年(Chenoweth,1990)。TEMA 的污垢热阻被认为是具有代表性的渐近形数值，或者说是即将进行换热器清洗之前的污垢数值。Chenoweth 对顾客递交到制造商那里的关于换热器污垢热阻的规范书进行了分析。他通过将 700 个管壳式换热器的管侧和壳侧污垢(总结了每侧进口)的污垢热阻联合起来，在不考虑具体应用情况下将它们分成 9 种，分别是液体、双相、气体三种情况在管侧或壳侧的不同组合。然后他对每两种流体组合的$\hat{R}_f$总值求代数平均值。通过利用管壳侧均都为液体时对应$\hat{R}_f$为最大值的方法，对所有结果进行了标准化，这样坐标的范围就在 0 ~ 1 之间了，所得结果如图 13.3 所示。当管壳两侧都是气体时，其污垢热阻(即图 13.3 中的最小值)可以达到两侧都是液体时(在图 13.3 中对应的污垢热阻为 1)的 0.5 倍。如果壳侧是液体，管侧是气体，其值为 0.75。因为许多加工工业中用到的流体要比气体“脏”，因此通常液体作用下的污垢热阻要比气体的大。同时在液—气换热器中，如果能够估计到液侧污垢是比较严重的，通常将液体放于管程以便于清洗，同时赋予一个较大的污垢热阻数值。图 13.3 清楚显示出这些趋势。需要再次强调的是图 13.3 表明了现在的污垢状况，但并没有科学依据。与气—气换热器相比，在液—液换热器中定义一个较大的液侧污垢热阻将对换热器所需传热面积有更大的影响(液体比气体的传热系数大)。

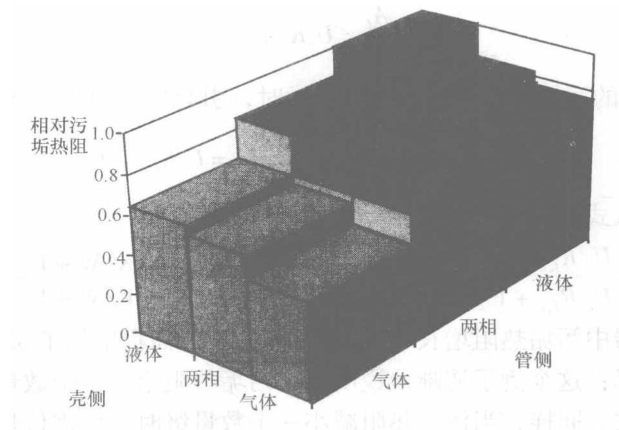


图 13.3 管侧和壳侧不同组合时的相对污垢热阻

再次重申，推荐的污垢热阻被认为是设计中的具有代表性的污垢热阻。因此

每次选择污垢热阻时都需要作出合理的工程判断，头脑中始终要清楚知道任何应用中的实际污垢热阻值要比计算所得值偏大或偏小。最后还要知道，虽然污垢热阻值是根据经验数据和合理模型推算得到的，但是它们仍然是与时间无关的常数，然而结垢是一种暂态现象。因此，所选择的$\hat{R}_f$值只有在换热器运行的某一特定时刻才是正确的。正如 Chenoweth 所指出的："这些新的推荐值(常量,与时间无关)是由一些从事管壳式换热器设计和运行的学识渊博的工程师们经过深思熟虑所作出的工程判断，需要强调的是表中数据不是对某一种具体设计提供数值，它们只是对不能直接由经验得到数据的工况提供指导。"由于确定污垢热阻的存在，总体传热系数 U 值将减小，从而导致了所需传热面积增大，流通面积增大，流速的减小又不可避免地导致了污垢的产生。因此，在清洁换热器中，因为考虑到污垢而增加的传热表面积就有可能会加速最初的污垢的产生。

板式换热器的污垢热阻一般要比管壳式的小 10 倍(Zubair 和 Shah,2001)，表 13.4 给出了板式换热器与管壳式换热器的污垢热阻的比较。

表 13.4 PHE 和 TEMA 液侧污垢热阻数值的比较

所 用 液 体	板式换热器/($m^2 \cdot K/kW$)	$\hat{R}_f$(TEMA)/($m^2 \cdot K/kW$)
软水	0.018	0.18～0.35
冷却塔中的水	0.044	0.18～0.35
海水	0.026	0.18～0.35
河水	0.044	0.35～0.35
润滑油	0.053	0.36
有机溶液	0.018～0.053	0.36
蒸汽(含油的)	0.009	0.18

注：数据来自于 Panchal 和 Rabss (1999)。

TEMA 公布了一些加工工业和石油化工中的气体污垢热阻，Marner 和 Suitor 将工业气体的污垢数据总结出来，详见表 13.5。

表 13.5 气侧污垢热阻$\hat{R}_f$① (单位:$m^2 \cdot K/kW$)

气 体 种 类	Weierman(1982)	Zink(1981)	TEMA(1978)	Rogalski(1979)	Henslee 和 Bouge (1983)
干净的气体					
天然气	0.0881～0.528	0.176	—	—	—
丙烷	0.176～0.528	—	—	—	—
丁烷	0.176～0.528	—	—	—	—
燃汽轮机	0.176	—	—	—	—

（续）

气体种类	Weierman(1982)	Zink(1981)	TEMA(1978)	Rogalski(1979)	Henslee 和 Bouge(1983)
平均气体：					
2 号油	0.352 ~ 0.704	0.528	—	—	—
	0.264	—	—	0.528 ~ 6.69	—
	0.528	—	1.76	—	21.1 ~ 24.7
“脏”的气体：					
6 号油	0.528 ~ 1.23	0.881	—	—	—
原油	0.704 ~ 2.64	—	—	—	—
残油	0.881 ~ 3.52	1.76	—	—	—
煤气	0.881 ~ 8.81	—	—	—	—
混合气体：					
含钠的废气	—	5.28	—	—	—
含金属氧化物的气体	—	1.76	—	—	—
含 FCCU 催化剂粉末的气体	—	1.41	—	—	—

注：数据来源于 Marner 和 Suitor(1987)。

① R. C. Weieman (1982), JPL Publ. 82-67, Jet Propulsion Labroratory, California Institute of Technology, Pasadena, C; Jon Zink Co., Tulsa, OK(1981); R. D. Rogalski(1979), *SAE Trans.*, Vol. 88, pp. 2223-2239; S. P. Henslee and J. L. Bouge(1983), Report EGG-FM-6189, Idaho National Laboratory, Idaho Falls, ID.

例 13.4 有一个水和相变流体组成的换热器，相变流体走管外。经验数据表明水侧平均传热系数是 2715W/($m^2 \cdot K$)。管外侧的传热系数为 3200W/($m^2 \cdot K$)。钢管热导率为 40W/(m·K)。管外径为 19mm，壁厚为 1.6mm。水侧污垢热阻的渐近值是 $4 \times 10^{-4} m^2 \cdot K/W$。管外无污垢，根据以前的经验，这个换热器的污垢现象呈现渐近的特征，Kern-Seaton 模型污垢过程的时间常数为 280h。试确定下列两种情况下各种热阻在总热阻中的百分比①出现污垢后 280h；②在渐近污垢条件下。

求解：

问题数据：已知下列数据

$h_i = 2715 W/(m^2 \cdot K)$ $h_o = 2715 W/(m^2 \cdot K)$

$k_w = 40 W/(m \cdot K)$ $d_o = 19 mm$

$\delta_w = 1.6 mm$ $\hat{R}_{f,i} = 4 \times 10^{-4} m^2 \cdot K/W (\tau \to \infty)$ $\tau_c = 280h$

确定：下列两种情况下热阻的分布①$\tau\to\infty$；②$\tau=\tau_c$，其中 τ_c 是渐近污垢过程中的时间常数。

假设：关于换热器分析和 Kern-Seaton 模型的假设在此均成立，管壁很薄。

分析：换热器单位总热阻可由式(13.14)得到

$$\frac{1}{U_o}=\left(\frac{1}{h_o}+\hat{R}_{f,o}\right)+\frac{\delta_w}{k_w}\times\frac{A_o}{A_w}+\left(\frac{1}{h_i}+\hat{R}_{f,i}\right)\frac{A_o}{A_i}=\frac{1}{h_o}+\frac{\delta_w}{k_w}\times\frac{A_o}{A_w}+\left(\frac{1}{h_i}+\hat{R}_{f,i}\right)\frac{A_o}{A_i}\quad(1)$$

我们首先计算这个方程中未知的数据(面积比,$\hat{R}_w$,$\hat{R}_{f,i}$)。

$$d_i=d_o-2\delta_w=19\text{mm}-2\times1.6\text{mm}=15.8\text{mm}$$

$$\frac{A_o}{A_i}=\frac{\pi d_oL}{\pi d_iL}=\frac{19\text{mm}}{15.8\text{mm}}=1.203$$

$$\frac{A_o}{A_w}=\frac{\pi d_oL}{\pi\left(\frac{d_o+d_i}{2}\right)L}=\frac{19\text{mm}}{\frac{19+15.8}{2}\text{mm}}=1.092$$

$$\hat{R}_w=\frac{\delta_w}{k_w}=\frac{1.6\times10^{-3}\text{m}}{40\text{W/mK}}=4\times10^{5}\text{m}^2\cdot\text{K/W}$$

渐近污垢热阻已经给出，根据例题13.1中的式(9)，可以得到当 $\tau=\tau_c=280\text{h}$ 时的水侧实际污垢热阻。

$$\hat{R}_{f,i}=\hat{R}_{f,\tau\to\infty}(1-e^{-\tau/\tau_c})=4\times10^{-4}\text{m}^2\cdot\text{K/W}\times(1-e^{-1})=2.5310^{-4}\text{m}^2\cdot\text{K/W}$$

现在，本题中当 $\tau=\tau_c$ 和 $\tau=\infty$ 时，式(1)中各种热阻的绝对值以及百分比都可以计算出了，总结如下：

污垢时间	$\hat{R}_{c,o}=\frac{1}{h_o}$ /(m²·K/W)	$\hat{R}_w=\frac{A_o}{A_w}$ /(m²·K/W)	$\hat{R}_{f,i}=\frac{A_o}{A_i}$ /(m²·K/W)	$\hat{R}_{c,i}=\frac{1}{h_i}\frac{A_o}{A_i}$ /(m²·K/W)	整体 $1/U_o$ /(m²·K/W)
$\tau\to\infty$	3.125×10^{-4}	4.368×10^{-5}	4.810×10^{-4}	4.429×10^{-4}	12.801×10^{-4}
$\tau=\tau_c$	3.125×10^{-4}	4.368×10^{-5}	3.042×10^{-4}	4.429×10^{-4}	11.033×10^{-4}
百 分 比					
$\tau\to\infty$	24	3	38	35	100
$\tau=\tau_c$	28	4	28	40	100

讨论和注释：从这个问题的结果我们可以看到，污垢对于单位总热阻 $1/U$ 有着重要的影响。如果不进行清洁，污垢热阻最终可以达到总热阻的38%，比其他任何一种热阻都大。注意管壁热阻要小一个数量级，因此我们在确定$\hat{R}_w$时将其视为薄管壁是合理的。如果污垢沉淀物只有当沉淀时间等于时间常数才能够开始生长的话，那么得到的热阻分布是不同的。这种情况下，污垢热阻要比管内和管外的对流热阻小，但它们仍然具有相同的数量级。

13.4 污垢的阻止和缓释

理想化的情况是，能够将换热器设计成减小或消除污垢的设备。例如，可以用直接接触式换热器来对付结垢严重的流体，因为在这种能量交换的换热器中，传热和传质均通过流体的直接接触而发生。这个空间可能会结垢，但不会影响流体直接接触的换热。在流化床换热器中，流动的床体将污垢沉淀冲刷掉。用垫片密封的板式换热器可以很方便地拆开进行清洗。紧凑式换热器不适用于污垢的环境下，除非能够进行化学清洗或者热浴。在管壳式换热器的设计中，考虑以下因素对于换热器污垢的减少和清除是很重要的。为了便于清洁，应将污垢严重的流体置于管侧，水平布置的换热器要比垂直的更易清洗，壳侧的几何布局应当保证不出现或者少出现死区以及低流速区。壳侧的正方形布局或者是旋转正方形布局（最小的清洁通道是6.35mm）要比其他的布局更易清洗。

现在要给出一些特定污垢下的控制方法。对于结晶污垢可以利用预热流体的方法使得结晶不会发生。对于颗粒污垢，可以使用过滤器或类似装置将超过最小流道尺寸25%的颗粒捕获。减少死区或低流速区域。根据不同的设备采用回流、膨胀或者是化学清洗的方法。化学清洗对于化学反应污垢来说可能是最有效的方法。对于腐蚀污垢，最好选择防侵蚀的材料来避免。例如，选用合适的铝合金材料来防止汞对于板翅式换热器的污染。生物污垢可以用生物灭杀剂来控制，但必须要考虑它们与换热器材料的兼容性，在氯化作用下，利用流动诱导已分解的生物薄膜的脱离是最常见的污垢缓释技术。

下面简要总结一些常用的控制液体和气体污垢的技术。

13.4.1 液侧污垢的阻止与控制

在液侧污垢控制技术中，最常用的是直接添加化学抑制剂或添加剂。这些添加剂包括：①使颗粒维持悬浮状态的分散剂；②阻止聚合和化学反应的各种化合物；③减小侵蚀的腐蚀抑制剂或钝化剂；④阻止生物污垢的杀虫剂或其他杀菌剂；⑤阻止晶体生长的软化剂，多羧基酸以及多磷酸盐。碱金属可以溶解盐。最终，过滤可以作为一种有效的机械去除颗粒的方法。关于污垢控制措施的更多介绍可以参考 Knudsen 的相关著作。

Panchal 和 Knudsen 广泛地讨论了水垢和相关问题的最新状况，并且给出了以下方法。

1）化学添加剂：颗粒污垢中的化学分散剂或凝结剂；结晶污垢中的分散剂，晶体修正剂，以及酶；侵蚀污垢中的抑制剂或者表面镀膜；生物污垢中的杀虫剂，生物分散剂以及发酵剂。

2）过程调整：监控，设备的改进和替换，水流减小，再循环措施。

3）用于清洗的物理设备：棉球清洗和双向流动刷的使用。

4）强化传热的表面和设备：这对于缓解污垢具有重要的作用。管内插入物的使用（尤其是在精炼过程中），比如，金属丝网、振荡金属丝、旋转金属丝，是一种标准的方法。

5）多种可选设备或方法：磁场、射频、紫外线、声波辐射，以及电气振动。也可以使用表面处理和流化床设计。

6）抑制水侧污垢的最常用的措施仍然是最传统的水处理。为满足环境保护要求，已发展形成了严格的水质要求（Knudsen,1998）。

传热表面的污垢缓解技术可以在线使用也可以离线使用。在线技术（经常在管侧使用）包括多种多样的机械技术（流动驱使或者泵功驱使下的旋转刷、刮平器、钻子、声波或机械振动，利用空气或蒸汽对于管外壁进行切割、化学进料、反向流动等）。在一些应用中，流体流经对应的旁路换热器，这样有污垢的换热器就可以进行离线清洗。其他的离线清洗技术（不需要打开换热器）包括化学清洗，以及循环微粒泥浆的机械清洗和熔化沉淀的热烘烤。通过打开换热器或者将换热器从工作场合转移出来的离线清洗技术包括：①利用高压蒸汽或水喷射到管壳式换热器中；②在炉内烘焙紧凑式换热单元（为了将沉淀物点燃），然后用清水冲洗。如果污垢非常严重，就需要联合使用多种方法。

13.4.2 气侧污垢的阻止与减弱

控制和阻止气侧污垢的标准技术有：①去除气体中潜在残渣的技术；②气侧流体添加剂；③表面清洁技术；④预先调整设计以使污垢最小化。Marner 和 Suitor 详细给出了防止、缓解和调节气侧污垢的各种技术。

在采用清洗方法之前，要首先考虑气侧（或液侧）污垢的控制。污垢控制的程序是：①确认污垢的存在；②确定主要污垢沉淀物的特征；③沉淀物的特点。

一些缓解气侧污垢的方法如下：

1）结晶污垢，如果表面温度控制在气流中的蒸汽的凝固点以上，就不会发生结晶污垢。维持较高的流速，在气流中添加一些杂质，同时降低污垢物的浓度均可以减少固化的发生。

2）颗粒污垢可通过以下方法来减弱：①如果气流平行于表面流动，那么就增加它的速度，如果气流垂直于表面流动，那么就减小它的流速；②将换热器出口气体的温度提高到颗粒的熔点之上；③减少天然气主要成分的含量或者减少柴油燃料中未燃烧的 CH 化合物含量；④在某一给定燃烧效率的系统中，减小燃料与空气的比值；⑤将流动的影响最小化（例如流经错排管束的场合），保证流通截面的最小尺寸，该尺寸应该是预想到的最大颗粒尺寸的 3 ~4 倍。

3）化学反应污垢可以通过以下方法使其达到最小影响：①维持换热器的排气温度在一个合适的温度范围内；②根据实际情况，提高或减小气体流速；③减小气流中的氧气浓度；④用燃料油或者天然气代替煤；⑤降低燃料与空气的比值。

4）腐蚀污垢与换热器的排气温度有很大关系。换热器的排气温度应当维持在一个比较窄的范围内：在含硫酸或盐酸的露点温度之上（高于150℃），或低于200℃，以防止排气中的硫、氯、氢腐蚀。由于硫普遍存在于各种燃料和一些天然气中，因此必须防止换热器中出现硫的露点温度，这一温度取决于燃料中硫的含量（Shah，1985）。从金属表面的电化学条件来看，对于活性表面，腐蚀速度随着流速的增加逐渐达到一个最大值，而对于惰性表面则基本没有明显影响。pH值对腐蚀污垢的生成速率有着重要的影响，对于钢制的表面，腐蚀速度在pH值为11～12之间时最小。在燃煤锅炉中，燃料气体中氧的浓度较低会加剧着火一侧的低碳钢管腐蚀。不锈钢、玻璃、塑料和硅对于低温腐蚀（$T_{gas} < 260℃$）有较好的抑制作用。不锈钢和超耐热合金对于中温腐蚀（$260℃ < T_{gas} < 815℃$），超耐热合金和陶瓷对于高温腐蚀（$T_{gas} > 815℃$）有抑制作用。铬合金适用于高温的硫和氯腐蚀，钼和铬合金可以防止氢腐蚀。

13.4.3 清洁措施

减轻污垢的一个重要方法就是选择一种清洁措施（例如清洁周期）。换热器的清洁周期是指在运行中当性能达到可以接受的最小值时所对应的时间。然后，换热器必须用13.4.1节或13.4.2节中总结的方法来清洗。如果应用中污垢可以达到渐近值，一般来说就不需要进行清洁。如果污垢生长速率的数据已知，根据寿命周期成本对换热器进行优化，就可以得到相应的清洁程序。

清洁周期也可以根据停运时的常规维修程序来确定。无论哪种情况，都需要知道（至少是部分知道）运行时间和热阻之间的关系（见13.2.6节）。在以下两种情况中，基于上述理解来制定合理的清洗程序是非常重要的（Somerscales，1990）。①过程中流体温度的变化与其温度的绝对值相比很小（蒸汽发电厂中的凝汽器）；②清洁成本在运行成本中的比重较大。

根据污垢的生长过程，清洁措施有两种：基于可靠性的和基于费用的。基于可靠性的清洁措施可以分为三种：①通过维修使换热器性能恢复（这是一种理想化的维修程序，两次维修时间间隔相等）；②通过逐渐减小预防性维修的时间间隔（根据每次间隔的性能恶化程度相同来决定）来恢复换热器的性能；③在工况②中，即每两次预防性维修的恶化程度相同，如果维修的时间间隔相同，那么也会使得换热器的性能下降。基于费用的清洁措施包括与以下的因素相关的费用：在线化学清洗，离线化学清洗，由污垢引发的额外燃料或功率的消耗，污垢造成

换热器经济性能下降所引发的财政罚款。

需要注意的是，在有些应用中，作为系统或者作为部件的换热器需要在危险的工况中运行，比如精炼工序中使用的换热器。这种情况下，可以接受的总体传热系数是决定维修策略的主要因素。然而在一些情况下，换热器并没有用于危险的系统或者网络中，这样，维持换热器的较高可靠性 r(或者较低的危险性 p)，就意味着维修的更加频繁。这样就会导致运行和维护费用的增加。因此，值得注意的是在需要考虑换热器的运行和维护费用及其可靠性($r = 1 - p$)的场合中，可以通过建立成本与可靠性(或者是危险性)之间的函数关系，找到一个基于成本最小的决策来确定对应的清洁措施。这种基于成本优化所确定的维修措施会使得换热器的可靠性达到一个最佳值(Zubair 等,1997)。

关于清洗措施的详细内容，可以参考 Zubair 等(1997)管壳式换热器及 Zubair 和 Shah(2001)的板式换热器的相关资料。

13.5 换热器的腐蚀

换热器的腐蚀指传热表面(结构材料、金属或者合金)的破坏，这可能是由工作流体在一定运行条件下(包括压力)所造成的。同污垢一样，腐蚀也是一种复杂的瞬态现象，受许多变量影响，其相互关系如图 13.4 所示。根据机理的不同，腐蚀可分为接触腐蚀、疲劳腐蚀和微生物腐蚀。也可以根据腐蚀接触的视觉特征将其分类，这会在下面的小节中介绍。在 13.2.1 节中，我们介绍过腐蚀会导致腐蚀污垢，使得热流通道上热阻增加，从而削弱换热，增加流体压降和泵功，也会因超负荷设计而导致成本的增加。由腐蚀导致的换热器材料损失可能会导致换热表面的裂纹、成孔或部分脱离，从而导致换热器中流体的泄漏，有可能造成惨重的损失。如果有腐蚀性或者有毒流体泄漏到外面，就会对环境造成严重影响。如果泄漏到其他的流体中，就会污染其他流体，使之质量降低。污垢还会造成换热器的额外损失，包括：贵重材料的使用、维护、安全保证，各部分的清查费用等。被带到下游的腐蚀产物会造成下游部件的腐蚀。最终，由于会腐蚀掉管翅式换热器的翅片，从而最终造成整台或者部分换热器的失效，汽车散热器就是这种情况。

腐蚀或者相关的腐蚀机理均不是由单一原因造成的。但很明显的是，电化学是其中的一个原因。也就是说，暴露于换热器工质中的不同部件很容易被极化。不同金属构成的部件之间或其附近的工作流体(有时候也可能是固体沉淀或者厚的金属氧化层)形成了电解液。如果形成了外部的电路，金属表面就会分别作为阴阳两极。电流的出现驱动着带电的颗粒(例如,带正电的金属离子)离开阳极，到达电解液中。在另一端中，用作阴极的金属表面则接收来自电解液中的电流。这种机理使得电路中的阳极溶解。这种溶解可以视为腐蚀作用(如果没有其他的

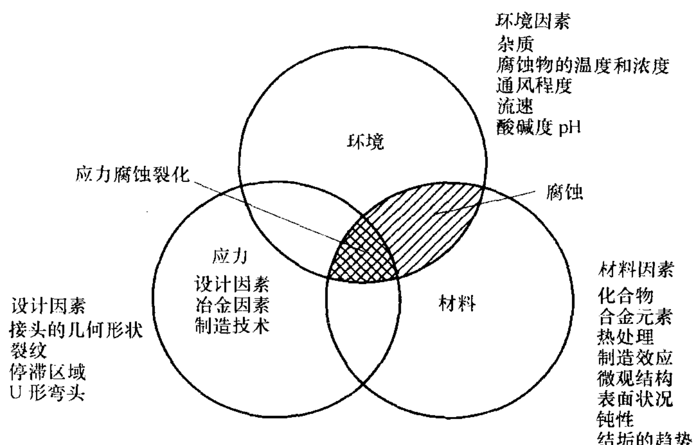


图 13.4 影响腐蚀的因素(摘自 Kuppan,2000)

机理)。这就是许多腐蚀问题的原因。更详细的资料请参考 Kuppan 的相关著作。

关于腐蚀现象的详细研究已超出了本书的范畴。由于污垢在换热器设计和运行中非常重要，我们将会重点介绍那些最重要的主题。首先会简单介绍主要的腐蚀类型(从换热器的角度考虑它们的重要性)，接下来是换热机理，最后是每种机理的简单讨论。同时也强调了换热器中可能发生腐蚀的位置，最后给出了防止腐蚀的最重要准则。

13.5.1 腐蚀的类型

对于换热器设计和运行非常重要的腐蚀类型包括：①均匀接触腐蚀；②电流腐蚀；③点腐蚀；④应力腐蚀裂化；⑤侵蚀；⑥裂纹腐蚀(沉淀腐蚀)；⑦选择性浸出(脱合金成分腐蚀)，这也是 Fontana 和 Greene 的分类。让我们简单地定义每一种腐蚀类型。

均匀接触腐蚀是在整个暴露的金属表面上，由于金属与流体之间的化学或电化学作用而引发的一种腐蚀。当金属和流体(例如,水、酸、碱)系统以及运行变量比较均匀时常会发生这种腐蚀。均匀腐蚀的腐蚀区域一般比较容易发现。下面讨论的其他形式腐蚀均会造成局部腐蚀。

电流腐蚀是由浸入在系统电解液(比如换热器中的水)中的带电性不同的金属之间产生的电势差而引起的。它只对阳极有腐蚀作用，对阴极没有(常被称为惰性金属)作用。

点腐蚀是由于析氢造成的局部自动催化腐蚀，会在金属上形成小孔。如果阴阳两极随机快速地互换位置，就会发生均匀腐蚀，比如铁的生锈。如果阳极是固定在表面上的，就会发生点腐蚀。

应力腐蚀是指在拉应力和腐蚀性流体介质的共同作用下，在易受影响的表面上形成裂化。

侵蚀是由于含有或不含颗粒的高速流体(例如，当水流经铝表面时，其流速大于2m/s)对传热表面的冲击，随之引发暴露表面的腐蚀。

裂纹腐蚀是指在有裂纹的金属表面或者是在沉淀物覆盖的区域(例如，在流体滞留区)，发生在金属表面的一种局部物理破坏，通常是由污垢沉淀或腐蚀产物造成的。

选择性浸出或者脱合金成分腐蚀是指构成合金的某种金属材料的选择性脱离，从而使得整个结构变得脆弱。

13.5.2 换热器中的腐蚀区域

均匀腐蚀(一般腐蚀)不是局部的，周围的腐蚀介质使暴露的金属表面面临腐蚀。温度、浓度、氧浓度、酸度等对于这种腐蚀类型的腐蚀程度有重要影响。大气腐蚀以及高温气体腐蚀在换热器中是最常见的。这种腐蚀通常会使得换热器的表面变薄。如果管壳式换热器表面变薄的速度为0.1mm/a，就认为是相当不错的了，在0.1~0.5mm/a之间也还算满意，超过1mm/a就认为是不合适的了(Kuppan,2000)。

与一般腐蚀不同的是，电流腐蚀通常发生在管束与折流板或管板的交界面或接触面上，折流板与壳体的接触面上，以及结合区域上(或者是焊接，或者是机械连接处)。如果已知材料在表13.6贾凡尼次序表中的位置，我们就容易判断出发生电流腐蚀的可能性大小。贾凡尼次序表中相邻的金属之间一般不会发生电流腐蚀。另外，贾凡尼次序表中靠近阳极端的金属更易腐蚀，靠近阴极端的材料更加稳定一些。在以水或者其他电解液为工质的紧凑式换热器或其他类型换热器中，如果换热器是整个电路中的一部分，就容易发生这种腐蚀。

表13.6 贾凡尼次序表①

镁(阳极,惰性最差)	不锈钢430(被动的)
锌	不锈钢304(被动的)
铁(镀锌的)	铅
铝3004	铜
铝3003	镍
铸铁	铬镍铁合金825
不锈钢430(主动的)	哈斯特莱合金C
不锈钢304(主动的)	钛
海军铜	石墨
蒙乃尔合金400	铂金(阴极,惰性最好)

① 在25℃的海水中，列出的材料按照惰性增加的顺序排列。

点腐蚀是在表面的保护膜破碎时发生。这些表面膜是在金属表面与环境发生反应或者在进行表面处理过程中形成的。容易发生这种类型腐蚀的常见金属按照递减顺序排列是铝、不锈钢、镍、钛，以及它们的合金。这是一种非常严重的腐蚀。点腐蚀受到冶金学的和环境的因素影响，比如保护性表面的破坏、合金的不均匀以及连接过程的不均匀。因此，只要这些条件具备，就会发生点腐蚀。点腐蚀造成的凹陷常见于表面不均处或者表面有划痕处。

应力腐蚀常见于应力与腐蚀性流体相互作用的情况下所导致的材料破坏处。较高的应力水平、腐蚀性介质的温度和浓度的增加、裂纹的几何形状都会加剧这种腐蚀。例如管与管板之间的膨胀连接接头会产生残余应力，薄壁膨胀连接以及U形管弯头处都是如此。管—壳式换热器中，冷的工作部件和U形弯头处最可能在应力的联合作用下而发生腐蚀。

侵蚀腐蚀包括固体颗粒和液滴的冲击以及气穴现象。管—壳式换热器中，对于管口入口处所对应的换热管，必须要设计一个防冲板来阻止这种侵蚀腐蚀。侵蚀腐蚀通常发生在换热器流道的入口处或者是管侧。

裂纹腐蚀是一种局部腐蚀，通常发生在金属与金属或者金属与非金属之间的连接处(例如,垫片连接处)，或者是在生物生长或者污垢沉淀的下面。容易发生这种污垢的区域是停滞区域或者是复杂的几何设计中的锐边区。这种腐蚀往往是以腐蚀性物质渗透到裂纹或小口处为开端的，例如，滚制管与管板之间的间隙、有间隙的焊缝、焊孔、螺母相邻区域、垫片区域或者是板式换热器板片间的连接处。如果流体与换热器表面材料不匹配的话，那么污垢和各种沉淀物将在已防护区域中造成腐蚀。

选择性浸出的发生取决于选用的合金材料以及周围流体中腐蚀性物质的共同作用。换热器运行中常碰到的典型问题有：①在不动的水中，锌从铜中浸出；②酸溶液中，铝从铝铜中浸出；③高热流量条件下，镍从铜镍合金中浸出。这样的浸出过程称为脱锌、脱铝和脱镍过程。

13.5.3 腐蚀的控制

腐蚀的控制分为腐蚀预防和腐蚀保护，一般来说，两种情况都需要考虑。

通过使用合适的抑制剂，表面涂层或者是阳极保护，可以抑制均匀腐蚀的发生。电流腐蚀可以通过选用贾凡尼次序表中的相近的不同材料作为系统组成成分来减弱。同时，不同材料之间的隔绝、使用表面涂层、添加抑制剂，以及安放第三种金属材料，使得这种材料能同时成为其他两种金属材料的阳极，这些措施均可以使电流腐蚀降低到最小。点腐蚀很难控制，换热器中应尽量不要使用析氢材料。而添加抑制剂对抑制这种腐蚀未必有效果。对应力腐蚀最好的防止措施是选择合适的材料、减小结构拉应力、消除受环境影响的部件(例如,除盐或者脱

气)、阳极保护，以及添加抑制剂。选择合适的材料可以减轻侵蚀，入口流动均匀化(这样可以消除速度峰值)，选用合适的最高流速，这些均可以减轻侵蚀的影响。例如不锈钢316可以承受3倍于普通钢或铜所能承受的管内流速。同时还要考虑设计的修正、表面涂层，以及阳极保护。裂纹腐蚀的最好预防方式是在设计中尽量减小流体流动的滞留区和急转区。应对设计进行调整，以形成完整的排污通道，如果可能的话，还需要将换热管与管板间的滚压连接改为焊接。在合金中加入添加剂，例如砷或锡，可以减少脱锌，从而解决了黄铜中的选择性浸出的问题。

通过下列方法可以进一步控制腐蚀。

1) 使用防腐蚀材料和复合金属(双金属)材料。

2) 使用含有污垢抑制剂的流体。

3) 良好的设计，避免缝隙和滞留区、提升材料性能、使流速均匀并达到最佳值(换热器中不要太高或太低)、使用对固体不吸收性的垫片(比如特氟纶)、减小换热表面的拉应力和残余应力、针对需要的起动和停运工况进行设计等。

4) 从贾凡尼次序表中根据接近原则选择合适的结构材料。

5) 表面涂层、表面处理、电化学保护等。

6) 保持换热器表面(没有沉淀)和流体(在流路中使用过滤装置)的清洁。

7) 如果不能避免侵蚀的发生，那么要避免使用铝合金材料。

综述

污垢使得换热器的传热热阻增加，同时还会造成压降的增加。它是一个瞬态过程，从热力设计的角度来考虑，常在稳态热力设计分析中使用以下概念：污垢单位热阻、污垢热阻或者污垢系数。从本质上来说，控制污垢过程的现象是非常复杂的，无法用一个综合的通用的理论来定义这一问题。一般情况下，污垢的影响可以用过负荷设计来消除(例如,通过适当增加理想清洁工况时所对应的传热面积)。在一些应用中，过负荷设计造成换热器中流速较低，因此会加剧污垢的生成。污垢对液体的传热性能和气体的压降(流体的泵功)均具有决定性影响。

在本章中，讨论了多种污垢生成机理，着重强调了单相液体和气体，以及紧凑式换热器中的污垢。在给出了污垢的详细过程后，又对污垢过程进行了模型化。从换热器设计的角度考虑，污垢对于换热器性能的影响可通过污垢热阻的方式考虑在内。通过给出污垢对换热器性能的影响和污垢热阻的数据，描绘了这种方式所对应的方法论的大体轮廓。接下来，我们又涉及到了防止、控制及缓解液侧和气侧污垢的方法，随后给出了清洗这些污垢的措施。

腐蚀的影响不仅要在换热器运行中考虑，而且要在换热器设计之初考虑。设计中既要考虑防止措施又要考虑保护措施。文中给出了腐蚀的类型、换热器中容

易发生腐蚀的位置以及控制方法。

参考文献

Carey, V. P., 1992, *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena*, Taylor & Francis, Bristol, PA.

Chisholm, D., 1967, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 1767-1778.

Chisholm, D., 1973, Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 16, pp. 347-358.

Collier, J. G., and J. R. Thome, 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., McGrwa-Hill, New York.

Friedel, L., 1979, Improved friction pressure drip correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.

Hewitt, G. F., 1998, Gas-liquid flow, in *Handbook of Heat Exchanger Design*, G. F. Hewitt, ed., Begell House, New York, Sec. 2.3.2.

Kandlikar, S. G., 1991, development of a flow boiling map for subcooled and saturated flow boiling of different fluids in circular tubes, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 190-200.

Kandlikar, S. G., M. Shoji, and V. K. Dhir, eds., 1999, *Handbook of Phase Change: Boiling and Condensation*, Taylor & Francis, New York.

Kattan, N., R. thome, and D. Favrat, 1998, Flow boiling in horizontal tubes, Part 1; Development of adiabatic two-phase flow pattern map, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 140-147.

Part 2: New heat transfer data for five refrigerants, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 148-155; Part 3: Development of a new heat transfer model based on flow patterns, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 156-165.

Ould Didi, M. B., N. Kattan, and J. R. Thome, 2002, Prediction of two-phase gradients of refrigerants in horizontal tubes, *Int. J. Refrig.*, Vol. 25, pp. 935-947.

Shah, M. M., 1977, A general correlation for heat transfer during subcooled boiling in pipes and annuli, *ASHRAE Trans.*, Vol. 83, No. 1, pp. 205-215; also M. M. Shah, 1982, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study, *ASHRAE Trans.*, Vol. 88, No. 1, pp. 185-196.

Shah, R. K., S. Q. Zhou, and K. Tagavi, 1999, The role of surface tension in film condensation in extended surface passages, *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 179-216.

Zrcher, O., J. R. Thome, and D. Favrat, 1999, Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat t transfer measurement and predictions, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 89-101.

习题

针对每个问题，选出一个或多个正确答案。简单解释你的答案。

13.1　换热器中传热表面的污垢可以导致：

A. 传热能力下降　B. 局部传热系数改变　C. 压降增加

D. 压降减少　E. 泵功增加

13.2　因为下述原因，污垢造成的代价是昂贵的是

A. 过大尺寸设计　B. 定期清洗　C. 系统或过程在线运行时间减少

D. 传热能力的减弱　E. 更多的流体泵功

13.3　通常，污垢对________的传热性能有着重要的影响

A. 紧凑式换热器　B. 管壳式换热器　C. 换热器的液侧　D. 换热器的气侧

13.4　当换热器中的热阻为串联时，污垢对哪种情况的影响很大？

A. U 较高时　B. U 较低　C. U 较高或较低　D. 不能确定

13.5　当换热器中 m、L、A 和流体物性均维持恒定不变时，污垢会造成换热器中水力直径 D_h 的改变，进而对局部传热系数 h 造成如下影响：

A. h 随着 D_h 的增加而线性增加　B. h 与 D_h 成反比

C. h 与 D_h^3 成反比

13.6　当换热器中 $\dot{m}$、L、A 和流体物性均维持恒定不变时，污垢会造成换热器中水力直径 D_h 的改变，进而对压降 Δp 造成如下影响：

A. Δp 与 D_h^5 成反比　B. Δp 与 D_h^3 成反比　C. Δp 与 D_h^3 成正比　D. Δp 与 D_h 无关

13.7　污垢热阻是

A. 一个经验系数，等于 U_f/U_c　B. 污垢沉淀物的单位热阻

C. 有污垢表面和清洁表面的压降之比

13.8　沉淀污垢包括：

A. 有机生物在传热表面的形成

B. 溶解在液体中的无机物在传热表面的沉淀

C. 腐蚀产物的局部沉淀

13.9　颗粒沉淀包括：

A. 液体中悬浮颗粒在传热表面的沉淀　B. 腐蚀造成的局部影响　C. 相变现象

13.10　在紧凑式换热器的空气一侧，50% 的流道较大，50% 的流道较小，当空气较“脏”，且为完全发展的层流流动时，哪种流道的传热性能将会发生较大改变？

A. 具有较大流通面积的流道　B. 具有较小流通面积的流道　C. 两种流道

13.11　通常，由于污垢而在传热面上形成的沉淀会随时间表现出如下特征：

A. 污垢热阻与时间成双曲线关系变化

B. 污垢热阻随时间成线性关系变化

C. 污垢热阻随时间成指数关系变化

13.12　在 Kern-Seaton 关系式中，用于表示时间和污垢热阻之间关系的时间常数的物理意义是：

A. 污垢热阻达到渐近值的 50% 所需要的时间

B. 污垢热阻达到渐近值所需要的时间

C. 污垢热阻达到渐近值的 63% 所需要的时间

D. 污垢热阻达到渐近值的99%所需要的时间

13.13 采取以下措施，可以有效缓解水侧污垢：

A. 利用化学添加剂

B. 利用清洁设备

C. 设计中采用具有强化传热特征的传热面

13.14 当换热器工作介质是以下组合时，管侧和壳侧的总污垢热阻为最大：

A. 传热面两侧均为蒸汽 B. 一侧为蒸汽，一侧为发生相变的流体

C. 两侧均为流体 D. 两侧均为发生相变的流体

13.15 污垢模型是基于这样的概念而建立的：

A. 沉淀速率呈指数增加，脱离速率成线性减少

B. 沉淀速率 – 脱离速率

C. 开始 + 成熟 – 脱离

D. 开始 + 运输 – 脱离

13.16 换热器中提高液侧流速必然会降低发生下列污垢的可能性：

A. 沉淀 B. 凝固 C. 颗粒污垢 D. 生物污垢 E. 化学污垢

13.17 换热器中提高液侧温度必然会降低发生下列污垢的可能性：

A. 生物污垢 B. 凝固 C. 沉淀 D. 颗粒污垢

13.18 在气侧的化学反应污垢中，下述影响正确的是：

A. 提高气侧温度，可以降低结垢的可能性

B. 提高氧的含量会增加结垢的可能

C. 提高流速可能会增加结垢，也可能会减少结垢

13.19 气侧硫含量的增加必然会提高结垢的可能性，这是由于：

A. 化学反应污垢 B. 腐蚀污垢 C. 凝固污垢 D. 颗粒污垢

13.20 如果发生污垢，h 将会增加，在传热量相同的条件下所需换热面积将：

A. 增加 B. 减小 C. 不变

13.21 在磷酸浓缩的过程中，可通过以下措施来阻止腐蚀污垢的发生：

A. 逆流布置 B. 板式换热器

C. 顺流布置 D. 在低温换热器传热表面进行特富龙涂层处理

13.22 在硫酸浓缩的过程中，可通过以下措施来阻止腐蚀污垢的发生：

A. 逆流布置 B. 板式换热器 C. 顺流布置

D. 在低温换热器传热表面进行特富龙涂层处理

13.23 在海水溶液中，哪种材料和铜接触时容易发生电流腐蚀?

A. 镍 B. 锡 C. 锌 D. 铸铁

13.24 判断对错(对的句选 T,错的句选 F)

A. T F 污垢热阻是一个与时间有关的量，在时间等于0时污垢热阻对应一个确定的值。

B. T F 附加过程与延迟时间 τ_d 有关。

13.25 与污垢开始发生有关的延迟时间 τ_d，在以下工况下将减小：

A. 在结晶污垢中，增加过饱和的程度 B. 降低表面粗糙度

C. 提高流体的粘度

13.26 在板翅式换热器中，翅片间距为3mm，气体的流速为10m/s，哪种燃料比较容易在排气中产生污垢?

A. 天然气 B. 丙烷 C. 2号石油 D. 煤炭

13.27 化学方法除垢可通过以下方式来实现：

A. 弱酸 B. 蒸汽 C. 氯化碳氢化合物

D. 热空气 E. 分散剂

13.28 机械方法除垢可通过以下方式来实现：

A. 声波喇叭(sonic horns) B. 旋转式吹灰器 C. 热烘烤用的炉子 D. 气炮

问答题

13.1 一管壳式换热器中，换热管外径19mm，壁厚1.2mm，管内水的流速为1.8m/s。试确定当管内污垢热阻达到$5.3\times10^{-4}m^2\cdot K/W$时，管内单位长度上的压降增加多少。假定管内水的流速在污垢出现后依然保持不变。光管(干净的)和粗糙管(有污垢的)内的范宁摩擦因数可使用下面的关系式进行计算。①$f=0.0014+0.125Re^{-0.32}$光管；②$f=0.0035+0.264Re^{-0.42}$粗糙管。水的密度和动力粘度分别为$998kg/m^3$，$1.12\times10^{-3}Pa\cdot s$。污垢沉淀物的热导率为$1.73W/(m\cdot K)$。

13.2 考虑一个简化的换热器模型，冷、热两侧对应的传热面积相等，无翅片。假设该换热器将轮流用于以下场合：①气—气换热器(污垢出现在压缩气体一侧)；②蒸汽—重燃油换热器(污垢出现在重燃油一侧)；③液—液换热器(污垢出现在乙二酸乙二醇一侧)。通过比较各种不同工质在有污垢和无污垢的换热器中运行情况，对应的传热面积各需要增加多少才能满足传热量维持不变的要求。假设只有污垢热阻会改变整体传热系数(其他状况维持不变)。估计出上述三种物理状况对应的典型总传热系数值和污垢热阻值。假设换热量和平均温差维持不变。

13.3 利用题13.2中的相同信息确定，清洁表面和有污垢时换热器的换热量改变多少。假设传热面积和平均温差维持不变。

13.4 在一有垫片的水—水板式换热器中，有污垢时对应的整体传热系数为$4200W/(m^2\cdot K)$。热侧和冷侧流体的传热系数分别为$15000W/(m^2\cdot K)$和$14000W/(m^2\cdot K)$。板片(不锈钢316)厚度为0.6mm，对应热导率为$17W/(m\cdot K)$。计算该换热器的洁净系数CF和整体污垢热阻。

13.5 在水泥行业中，经常采用大型废气—空气换热器冷却来自悬吊式预热装置的废气。冷却后的气体通过滤室排到大气中。在这种换热器中，废气较“脏”因此将其置于管内流动，静电的作用使得小的水泥颗粒沉淀在管内壁，这样就降低了换热器的效率。在这种特殊应用场合中，选用的换热管长为6.45m，内径为76mm，壁厚3.2mm，管材为碳钢，热导率为$43W/(m\cdot K)$。管外壁的平均温度为120℃，管内气体的平均温度为280℃。如果换热器是干净的，那么管内气体流速15.6m/s时对应的表面传热系数为$39.3W/(m^2\cdot K)$。如果管内壁附着3.2mm厚的水泥颗粒[$k=0.299W/(m\cdot K)$]，试确定：①$\hat{R}_f$，废气一侧的单位热阻(单位为$m^2\cdot K/W$)；②由于污垢所造成的传热能力的下降；③由于污垢所造成的压降的增加。我

们认为空气和废气的平均密度均为0.64kg/m^3，动力粘度均为2.85Pa·s。假定在有污垢和无污垢的换热器中，质量流量均相同。可利用下面的关联式来计算管内湍流时的摩擦因数，计算压降时忽略进出口压损和动量的影响。

$$f = 0.0014 + 0.125Re^{-0.32}$$

请说明在解题过程中所用到的其他假设条件。

13.6 用一套管换热器来冷却质量流量为113.7kg/h，温度为50℃的蒸汽。10℃的冷却水（含盐的水）以0.9kg/s的流速进入管内，水发生相变时的比焓 h_{lg} = 2382.7kJ/kg，比热容为4.18kJ/(kg·K)。低碳钢换热管（外径为25.4mm，内径为22.1mm）的热导率 k = 45W/(m·k)。蒸汽侧的传热系数为10000W/(m^2·K)，冷凝水一侧的传热系数为8000W/(m^2·K)，管内污垢热阻 $\hat{R}_{f,i}$ = 0.176m^2·K/kW，管外的污垢热阻为 $\hat{R}_{f,o}$ = 0.088m^2·K/kW。

1）确定光管换热器在有污垢和无污垢两种情况时，所需要的管外侧传热面积。

2）假设用内低翅片管来代替光管。翅片将传热面积增加了2.9倍，假设翅片效率为100%，光管和翅片管具有相同的传热系数、管壁热阻和管内污垢热阻。试确定当换热量和平均温差相同时，有污垢和无污垢的换热器所需要的管外换热面积？

3）假设翅片在管外，其他条件与2)相同，试进行分析。

4）比较1)、2)、3)的结果，然后进行讨论。

13.7 用一台管壳式冷凝器来冷却温度为120℃的蒸汽。冷却水走管内，入口温度为30℃，流速为60kg/s。换热管为铜管，热导率为401W/(m·K)，管内径和外径分别为16mm和19mm，管长2.5m。整个换热器中共有800根换热管，分为4个管程。通过计算确定当换热器中无污垢时，冷却水的出水温度应为89℃。同时确定无污垢时管内水的流速。换热器运行6个月后，重新进行检测以分析污垢对换热器的影响。当水的流速和进口温度不变时，出口温度变为85℃。计算管内的污垢热阻。蒸汽侧无污垢，结垢前后对应的传热面积不变。请说明在计算有污垢的管内水流速时，还需要其他信息吗？假设冷凝器传热系数为4000W/(m^2·K)。水的物性参数如下：ρ = 1000kg/m^3，c_p = 4180J/(kg·K)，k = 0.59W/(m·K)，μ = 0.001Pa·s。

提示：在计算管内水的传热系数时可采用Dittus-Boelter关联式。

13.8 用冷却塔的水（管侧）来冷却壳侧介质，由于污垢的影响，该冷凝器的工作性能并不令人满意。壳侧污垢可忽略不计。用低翅片管来代替光管，翅片的密度是1.18翅/mm。与光管相比，换热器的传热面积增加了2.9倍。下表给出了一些设计数据。

数　量	光　管	低翅片管
换热管外径 d_o/mm	25.4	25.4
换热管内径 d_i/mm	22.9	22.9
管侧污垢热阻/(m^2·K/W)	0.00018	0.00018
管侧传热系数/[W/(m^2·K)]	8517	8517
壳侧传热系数/[W/(m^2·K)]	8517	8517
管壁热导率/[W/(m·K)]	17.3	17.3

（续）

数　量	光　管	低翅片管
面　积　比		
外壁面/内壁面($A_{p,o}/A_{p,i}$)	1.11	
翅片管外壁面/光管外壁面[$(A_p+A_f)_o/A_{p,o,bare}$]		2.9
翅片管外壁面/光管内壁面[$(A_p+A_f)_o/A_{p,i}$]		3.22

在下面的问题1)~3)中，假设翅片效率为100%。

1）基于壳侧传热面积，计算光管换热器和低翅片换热器所对应的整体传热系数。

2）计算采用低翅片管后所带来的换热量 q 增加的百分数。假设平均温差维持不变。

3）讨论由低翅片所带来的传热面积的增加和传热性能的增加(即3)中的结果。

4）如果翅片效率为90%，重新计算2)中的结果。

附　　录

附录A　热　物　性

表 A.1　金属材料在300K时的热物理性质

金属	密度 $\rho/(kg/m^3)$	比热容 $c/[J/(kg\cdot K)]$	热导率 $k/[W/(m\cdot K)]$	金属	密度 $\rho/(kg/m^3)$	比热容 $c/[J/(kg\cdot K)]$	热导率 $k/[W/(m\cdot K)]$
铝				钢			
纯铝	2702	903	237	AISI 1010	7832	434	63.9
杜拉铝[①]	2770	875	174	AISI 1042（退火）	7840	460	50
铜				AISI 4130（退火）	7840	460	43
纯铜	8933	385	401	AISI 302	8055	480	15.1
青铜（90%铜，10%铝）	8800	420	52	AISI 304	7900	477	14.9
黄铜（70%铜，30%铝）	8530	380	111	AISI316	8238	468	13.4
铁				AISI 347	7978	480	14.2
纯铁	7870	447	80.2	AISI 410	7770	460	25
4C 铸铁	7272	420	51	钛			
铬镍铁合金 X-750	8510	439	11.7	纯钛	4500	522	21.9
纯镍	8900	444	91	Ti-6Al-4V	4420	610	5.8
镍铬合金（80%镍，20%铬）	8314	460	13	Ti-21Al-2Mn	4510	466	834
哈司特镍合金B	9240	381	12.2				

注：本表数据来自于 A. F. Mills, *Heat and Mass transfer*, Richard D. Irwin, Burr Ridege, IL, 1995; F. P. Incropera 和 D. P. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, Wiley, NewYork, 2002; Y. S. Touloukian 和 C. Y. Ho, *Thermalphysical Properties of Matter*, Vols. 1-9, Plenum Press, New York, 1972; American Society for Metals, *Metals Handbook*, Vol. 1, ASM, Metal Park, OH, 1961.

① 4.4%Cu，1.0%Mg，0.75%Mn，0.4%Si，Al余量。

表 A.2　金属的热导率 k[W/(m·K)]和比热容 c[J/(kg·K)]与温度之间的函数关系

	温度/K											
	200		300		400		500		600		800	
金属	c	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c	k
纯铝	798	237	903	237	949	240	996	236	1033	231	1146	218
纯铜	356	413	385	401	397	393	412	386	417	379	433	366
青铜	785	42	420	52	460	52	500	55	—	—	—	—
黄铜	360	74	380	111	385	134	410	143	425	146	—	150
阿姆科铁	384	81	447	73	490	66	530	59	574	53	680	42
铸铁	—	—	420	51	—	44	—	39	—	36	—	27
AISI 1010	—	—	434	64	487	59	520	54	559	49	685	39
AISI 1042	—	—	—	52	500	50	530	48	570	45	700	37
AISI 4130	—	—	—	43	500	42	430	41	570	40	690	37
AISI 302	—	—	480	15	512	17	531	19	559	20	585	23
AISI 304	402	13	477	15	515	17	539	18	557	20	582	23
AISI 316	—	—	468	13	504	15	528	17	550	18	576	21
AISI 410	—	25	460	25	—	26	—	27	—	27	—	29
铬镍铁合金	372	10.3	439	11.7	473	13.5	490	15.1	510	17	546	20.5
镍铬合金	—	—	—	13	480	14	500	16	525	17	545	21
纯钛	405	25	522	22	551	20	572	20	591	19	633	19

注：本表数据来自于 A. F. Mills, *Heat and Mass transfer*, Richard D. Irwin, Burr Ridege, IL, 1995; F. P. Incropera 和 D. P. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, Wiley, New York, 2002; Y. S. Touloukian 和 C. Y. Ho, *Thermalphysical Properties of Matter*, Vols. 1-9, Plenum Press, New York, 1972; American Society for Metals, *Metals Handbook*, Vol. 1, ASM, Metal Park, OH, 1961.

表 A.3　一些液态金属的热物理性质

液态金属	T/K	ρ/(kg/m^3)	k/[W/(m·K)]	c_p/[J/(kg·K)]	$\mu\times10^4$/Pa·s
钾	400	814	45.5	800	4.9
	500	790	43.6	790	2.8
	600	765	41.6	780	2.1
	800	717	36.8	750	1.6
钠	500	900	79.2	1335	4.2
	600	868	74.7	1310	3.1
	800	813	65.7	1260	2.2
	1000	772	59.3	1255	1.8
锂	500	514	43.7	4340	5.31
	600	503	46.1	4230	4.26
	800	483	50.7	4170	3.10
	900	473	55.9	4160	2.47

注：本表数据来自于 A. F. Mills, *Heat and Mass transfer*, Richard D. Irwin, Burr Ridege, IL, 1995.

表 A.4 饱和液体的热物理性质

液体	T/K	$\rho/(kg/m^3)$	$k/[W/(m\cdot K)]$	$c_p/[J/(kg\cdot K)]$	$\mu\times10^3/Pa\cdot s$	$\beta\times10^6/K^{-1}$
水	273.15	1000	0.569	4217	1.750	-68.05
	280	1000	0.582	4198	1.422	46.04
	290	999.0	0.598	4184	1.080	174.0
	300	997.0	0.613	4179	0.855	276.1
	310	993.0	0.628	4178	0.695	361.9
	320	989.1	0.640	4180	0.577	436.7
	330	984.3	0.650	4184	0.489	504.0
	340	979.4	0.660	4188	0.420	566.0
	350	973.7	0.668	4195	0.365	624.2
	400	937.2	0.688	4256	0.217	896
	500	831.3	0.642	4660	0.118	—
	600	648.9	0.497	7000	0.081	—
	647.3	315.5	0.238	∞	0.045	—
发动机用油（未使用过的）	273	899.1	0.147	1796	3850	700
	280	895.3	0.144	1827	2170	700
	300	884.1	0.145	1909	486	700
	320	871.8	0.143	1993	141	700
	340	859.9	0.139	2076	53.1	700
	360	847.8	0.138	2161	25.2	700
	380	836.0	0.136	2250	14.1	700
	400	825.1	0.134	2337	8.74	700
	420	812.1	0.133	2427	5.64	700
乙二酸乙二醇	273	1130.8	0.242	2294	65.1	650
	290	1125.8	0.244	2323	42.0	650
	290	1118.8	0.248	2368	24.7	650
	300	1114.4	0.252	2415	15.7	650
	310	1103.7	0.255	2460	10.7	650
	320	1096.2	0.258	2505	7.57	650
	330	1089.5	0.260	2549	5.61	650
	340	1083.8	0.261	2592	4.31	650
	350	1079.0	0.261	2637	3.42	650
	360	1074.0	0.261	2682	2.78	650
	370	1066.7	0.262	2728	2.28	650
	373	1058.5	0.263	2742	2.15	650
氟利昂 R-12	230	1528	0.068	881.6	0.457	1850
	240	1498	0.069	892.3	0.385	1900
	250	1470	0.070	903.7	0.354	2000
	260	1439	0.073	916.3	0.322	2100
	270	1407	0.073	930.1	0.304	2250
	280	1374	0.073	945.0	0.283	2350
	290	1341	0.073	960.9	0.265	2550
	300	1306	0.072	978.1	0.254	2750
	310	1269	0.069	996.3	0.244	3050
	320	1229	0.068	1015.5	0.233	3500

注：本表数据来自于 F. P. Incropera 和 D. P. Dewitt，*Introduction to Heat Transfer*，5th，Wiley，New York，2002.

表 A.5　大气压力下气体的热物理性质

气体	T/K	ρ/(kg/m³)	k/[W/(m·K)]	c_p/[J/(kg·K)]	$\mu\times10^3$/Pa·s
空气	100	3.5562	0.00934	1032	71.1
	150	2.3364	0.0138	1012	103.4
	200	1.7458	0.0181	1007	132.5
	250	1.3947	0.0223	1006	159.6
	300	1.1614	0.0263	1007	184.6
	350	0.9950	0.0300	1009	208.2
	400	0.8711	0.0338	1014	230.1
	450	0.7740	0.0373	1021	250.7
	500	0.6964	0.0407	1030	270.1
	600	0.5804	0.0469	1051	305.8
	700	0.4975	0.0524	1075	338.8
	800	0.4354	0.0573	1099	369.8
	900	0.3868	0.0620	1121	398.1
	1000	0.3482	0.0667	1141	424.2
氨	300	0.6894	0.0247	2158	101.5
	320	0.6448	0.0272	2170	109
	340	0.6059	0.0293	2192	116.5
	360	0.5716	0.0316	2221	124
	380	0.5410	0.0340	2254	131
	400	0.5136	0.0370	2287	138
	420	0.4888	0.0404	2322	145
	440	0.4664	0.0435	2357	152.5
	460	0.4460	0.0463	2393	159
	480	0.4273	0.0492	2430	166.5
	500	0.4101	0.0525	2467	173
蒸汽	380	0.5863	0.0246	2060	127.1
	400	0.5542	0.0261	2014	134.4
	450	0.4902	0.0299	1980	152.5
	500	0.4405	0.0339	1985	170.4
	550	0.4005	0.0379	1997	188.4
	600	0.3652	0.0422	2026	206.7
	650	0.3380	0.0464	2056	224.7
	700	0.3140	0.0505	2085	242.6
	750	0.2931	0.0549	2119	260.4
	800	0.2739	0.0592	2152	278.6
	850	0.2579	0.0637	2186	296.9

注：本表数据来自于 F. P. Incropera 和 D. P. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, 5th, Wiley, NewYork, 2002.

表 A.6 R134a 沿饱和线变化时液相和气相的热物理性质

T/K	P/MPa	气相				液相			
		ρ /(kg/m^3)	c_p /[kJ/(kg·K)]	$\mu\times10^3$ /Pa·s	k /[W/(m·K)]	ρ /(kg/m^3)	c_p /[kJ/(kg·K)]	$\mu\times10^3$ /Pa·s	k /[W/(m·K)]
273.2	0.293	14.43	0.90	10.7	0.0115	1295	1.34	271.1	0.0920
275	0.313	15.39	0.91	10.8	0.0117	1289	1.35	264.8	0.0912
280	0.373	18.23	0.93	11.0	0.0121	1272	1.36	248.5	0.0890
285	0.441	21.48	0.96	11.2	0.0126	1255	1.38	233.3	0.0868
290	0.518	25.19	0.98	11.4	0.0130	1237	1.39	219.2	0.0846
295	0.605	29.4	1.01	11.7	0.0135	1219	1.41	205.9	0.0825
300	0.703	34.19	1.04	11.9	0.0140	1200	1.43	193.3	0.0803
305	0.812	39.63	1.08	12.1	0.0145	1180	1.46	181.5	0.0782
310	0.933	45.79	1.12	12.4	0.0151	1160	1.48	170.2	0.0761
315	1.068	52.77	1.16	12.6	0.0157	1139	1.51	159.5	0.0739
320	1.217	60.71	1.21	12.9	0.0163	1117	1.54	149.3	0.0718
325	1.380	69.76	1.27	13.2	0.0170	1094	1.58	139.5	0.0696
330	1.560	80.09	1.34	13.6	0.0178	1069	1.63	130.0	0.0675
335	1.757	91.97	1.42	13.9	0.0187	1043	1.68	120.9	0.0653
340	1.972	105.7	1.52	14.4	0.0197	1015	1.75	111.9	0.0631
345	2.206	121.8	1.66	14.8	0.0209	984.7	1.84	103.2	0.0609
350	2.461	141	1.85	15.4	0.0225	951.3	1.96	94.5	0.0586
355	2.739	164.3	2.13	16.1	0.0246	913.8	2.14	85.8	0.0563
360	3.040	193.6	2.61	17.0	0.0274	870.1	2.44	76.8	0.0541
365	3.369	232.9	3.58	18.4	0.0318	816.3	3.04	67.2	0.0522
370	3.728	293.9	6.86	20.7	0.0407	740.3	5.11	55.8	0.0521
374	4.042	434.1	137.20	27.5	0.1018	587.9	101.70	38.9	0.0881

注：本表数据来自于 M. O. MvLindern，S. A. Klein，E. W. Lemmon 和 A. P. Peskin，*NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures*，NIST Standard Reference Database 23，REFPROP Version 6.0.1，U. S. Department of Commerce，Technology Administration，National Institure of Standards and Technology，Physical and Chemical Properties Division，Bouler，CO，1998.

附录 B　液体耦合式换热器中 ε—NTU 的关系式

液体耦合间接接触式换热器系统，利用循环液体将两个分开放置的直接传递式换热器(间壁式换热器)联系起来，如图 B.1 所示。这样，系统就能够允许距离较远或者是必须分开放置的热源和热沉之间进行热量的交换。这样的系统常用于废热回收应用中，例如低温废热的回收过程，进出口管路正好位于设备两端的工业用干燥机，谷物的干燥等(Ray,1979)。该设备也可用于从热气体中吸收废热加热冷空气的过程中，设备两种气体进口的密度差别很大(例如差别高达 5 倍以上)。在这种工况下，利用液体进行循环可以将复杂的气体管路进行简化。这种系统也可以应用到气—气换热器中，这样循环液体能够简化气体管路的布置。这种系统需要用到两台换热器，理论上讲冷、热流体之间进行热量传递也需要较大的换热面积，大约 10%~20%(Kay 和 London,1998)。另外，还需要额外的部件将流体进行循环，这样就增加了成本和系统的复杂性。

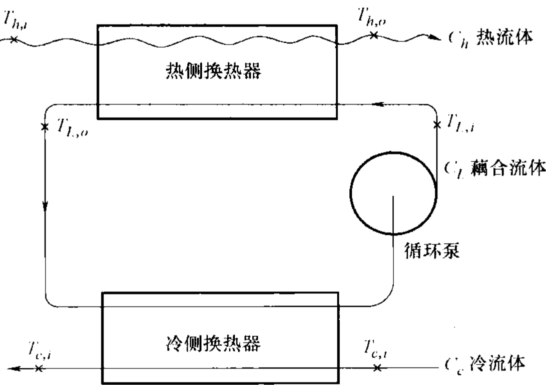


图 B.1　联系起来的两个直接传递式换热器

表 B.1　液体耦合式换热器中 ε 和 ε_h 和 ε_c 之间的关联式

热容量的标准	ε 公式	热容量的标准	ε 公式
$C_L > C_c > C_h$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_h} + \dfrac{C_h/C_c}{\varepsilon_c} - \dfrac{C_h}{C_L}}$	$C_h > C_L > C_c$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_c} + \dfrac{C_c}{C_L}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_h} - 1\right)}$
$C_L > C_h > C_c$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_c} + \dfrac{C_c/C_h}{\varepsilon_h} - \dfrac{C_c}{C_L}}$	$C_h = C_c = C > C_L$	$\varepsilon = \dfrac{C_L/C}{\dfrac{1}{\varepsilon_c} + \dfrac{1}{\varepsilon_h} - 1}$
$C_c > C_h > C_L$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{C_h}{C_L}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_c} + \dfrac{1}{\varepsilon_h} - 1\right)}$	$C_h = C_c = C < C_L$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_c} + \dfrac{1}{\varepsilon_h} - \dfrac{C}{C_L}}$
$C_h > C_c > C_L$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{C_c}{C_L}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_c} + \dfrac{1}{\varepsilon_h} - 1\right)}$	$C_c = C_h = C = C_L$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_c} + \dfrac{1}{\varepsilon_h} - 1}$
$C_c > C_L > C_h$	$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_h} + \dfrac{C_h}{C_L}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)}$		

注：表中数据来自于 Kays 和 London(1998)。

在液体耦合式系统中，利用3.3节中给出的ε—NTU方法对系统中的单个换热器进行分析是比较简单的。如图B.1所示的系统整体有效度、热侧换热器和冷侧换热器的有效度可利用3.3节中的定义分别指定为ε、ε_h和ε_c(例如,对于单个换热器可基于C_{min}值进行定义)。如果$C_l > C_h > C_c$，那么有

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_c(T_{h,i} - T_{c,i})} \qquad \varepsilon_h = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_h(T_{h,i} - T_{L,i})} \qquad \varepsilon_c = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_c(T_{L,o} - T_{c,i})} \quad (B.1)$$

需要注意的是：此处的ε_h和ε_c分别为热侧换热器和冷侧换热器对应的有效度数值，并不是式(3.51)和式(3.52)所定义的温度效率。ε_h、ε_c和液体耦合式换热器的整体有效度ε之间的关系见表B.1。基于热流体、冷流体和循环流体对应的热容量大小，表中给出了不同的公式。注意在大多数应用场合中，C_L要比C_h和C_c大。

附录B所参考的文献

Kays, W. M., A. L. London, 1998, *Compact Heat Exchangers*, reprint 3rd ed. Krieger Publishing, Malabar, FL.

Reay, D. A., 1979, *Heat Recovery Systems*, E. & F. N. Spon, London.

附录 C　两相中的传热和压降关系式

尽管本书的重点是单相流动换热器的设计与分析，但是在有些场合中，包含两种流体的换热器中发生相变(冷凝或蒸发)的流体具有可以忽略的热阻。基于本书中的单相理论，并进行少量修改，就能够实现对这种发生相变的换热器的设计与分析。然而，我们还需要计算发生相变时的传热系数。另外，如果我们想大致估计相变换热器的传热性能或尺寸，那么只有发生相变一侧的平均传热系数是已知的，才能将其视为单相换热器来设计。因此，本附录中提供了一些冷凝和对流沸腾时所用的关联式。要想得到更加详细的关于相变关联式及其相关现象的信息，请参考 Kandilkar 等人编写的一本全面的手册。为了确保完整性，我们也提供了相变一侧的压降计算方法，并将其编写在传热系数计算之前。当然，还有很多与相变换热器有关的重要主题不包括在本附录和本书范围之内，例如，相变一侧的热阻不可忽略，两侧流体均发生相变时换热器的设计和校核，流体分配不均等情况。

C.1　相变时压降关联式

在冷凝或蒸发过程中，相变的影响使得流体中压力梯度沿着流道或者是轴向长度方向改变。相变流体的压降可通过对沿着流道方向的非线性压力梯度微分方程进行积分求得。与之相比较，在诸多单相流动中，沿流道方向(轴向)的压力梯度是线性变化的，因此在单相流动中，我们通常是直接求出压降，而没有必要计算出压力梯度。

在一维管路中，两相流中总局部压力梯度可通过如下计算得出[㊀]。

$$\frac{dp}{dz}=\frac{dp_{fr}}{dz}+\frac{dp_{mo}}{dz}+\frac{dp_{gr}}{dz} \tag{C.1}$$

其中，右边三项分别代表摩擦和动量速率的改变以及重力的影响，对应的下标分别是 fr，mo，gr。下面的分析均以均匀化模型为基础。单相流[式(6.28)]中的进出口压力损失项均集成到 Δp_{fr} 一项中，因为它们所造成的影响是不能忽略的，尽管直接测量比较困难。管内发生相变时的摩擦压降可用由代表两相摩擦的系数 φ^2 乘以单相流动压降计算得到。

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr}=f_{lo}\frac{4}{D_h}\frac{G^2}{2g_c\rho_l}\varphi_{lo}^2 \quad 其中 \quad \varphi_{lo}^2=\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr,lo}} \tag{C.2}$$

㊀ 一些额外的符号只在本附录中定义并使用，不包含在主要术语表部分。

其中，f_{lo}是单相流动时的范宁摩擦因数（见表 7.3 ~ 表 7.8），将其中的质量流量 G 视为液体的质量流量。也就是说 lo 表示将两相流视为液体的流动。式（C.2）和式（C.3）中，下标 l 和 g 分别代表液相和气相（汽相），下标 lo 表示将整个两相流视为液体的流动。

$$\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr}=\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,l}\varphi_l^2=\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,g}\varphi_g^2 \tag{C.3}$$

其中

$$\varphi_l^2=\frac{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr}}{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,l}}\quad \varphi_g^2=\frac{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr}}{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,g}}\quad \left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,l}=\frac{4f_lG^2}{2g_c\rho_lD_h}\quad \left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,g}=\frac{4f_gG^2}{2g_c\rho_gD_h} \tag{C.4}$$

其中下标 l 和 g 分别代表液相和气相（汽相）。φ_{lo}^2、φ_l^2和 φ_g^2是 X 参数（Martinelli 参数）的函数。φ_{go}^2［其定义与式（C.2）中的 φ_{lo}^2相似，只是将下标由 lo 变为 go］是参数 Y（Chisholm 参数）的函数。X 和 Y 的定义如下。

$$X^2=\frac{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,l}}{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,g}}\qquad Y^2=\frac{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,go}}{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr,lo}} \tag{C.5}$$

在这里，go 指将整个相变流动视为气体的流动。用于确定两相流中摩擦压力梯度的关系式见表 C.1，该表适用于多种范围的 G 和 $\mu_l\mu_g$（Kandilikar 等，1999）。

动量引起的压力梯度可通过对动量平衡方程（Collier 和 Thome，1994）进行积分求出。

$$\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{mo}=\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}z}\left[\frac{G^2}{g_c}\left(\frac{x^2}{\alpha\rho_g}+\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l}\right)\right] \tag{C.6}$$

其中，α 代表气相（汽相）的空隙度［即气相（汽相）的体积流率与两相混合物的体积流率的比值］，x 是质量分数［即气相（汽相）的质量流率与两相混合物的质量流率的比值］。当沿流道长度方向的横截面积保持不变时，式（C.6）是可用的。对于均匀化模型而言，两相流和单相流的表现基本相同，也就是说液体和蒸汽的流速是相等的。Carey 和 Kandlikar 等曾经给出过很多空隙度 α 的计算公式。Butterworth 给出了一个适用于几个经常使用的模型的空隙度 α 经验关联式。

$$\alpha=\left[1+A\left(\frac{1-x}{x}\right)^p\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^q\left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^r\right]^{-1} \tag{C.7}$$

其中，常量 A、p、q 和 r 取决于两相模型或者说取决于选定的经验数据。在非均匀化模型中，根据蒸汽-水的相关数据可得这些常量 $A=1$，$p=1$，$q=0.89$，$r=0.18$。在均匀化模型中，$A=p=q=1$，$r=0$。在 Lockhart 和 Martinelli 模型中，$A=0.28$，$p=0.64$，$q=0.36$，$r=0.07$。对于工程设计计算而言，均匀化模型可带来最好的结果，

前提条件是气相和液相之间的滑移速度比较小(对于泡状流和雾状流)。

最后，由重力效应引起的压力梯度(静压)为

$$\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{gr} = \pm\frac{g}{g_c}\sin\theta[\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_l] \tag{C.8}$$

需要注意的是，负号(例如压力恢复)表示在倾斜或垂直管路(通道)中的向下流动的工况，正号(例如压力降低)表示在倾斜或垂直管路(通道)中的向上流动的工况。θ 表示测出的倾斜管路(通道)与水平面之间的夹角。

表 C.1　式(C.2)中用于确定两相流中摩擦压力梯度的摩擦因数关联式

关联式	参数
Friedel 关联式，适用于 $\mu_l/\mu_g > 1000$ 和 G 为任意值的工况。 $\varphi_{lo}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr^{0.045}\cdot We^{0.035}}$ 层流流动时，其精度为 ±21% (Ould Didi 等,2002)	$E=(1-x)^2+x^2\frac{\rho_l}{\rho_g}\frac{f_{go}}{f_{lo}}$ $F=x^{0.78}(1-x)^{0.24}$ $H=\left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91}\left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19}\left(1-\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7}$ $Fr=\frac{G^2}{gd_i\rho_{hom}^2}$　$We=\frac{G^2 d_i}{\rho_{hom}\sigma}$ $\frac{1}{\rho_{hom}}=\frac{x}{\rho_g}+\frac{1-x}{\rho_l}$ σ 为表面张力(单位为 N/m)
Chisholm 关联式，适用于 $\mu_l/\mu_g > 1000$ 和 $G > 100\mathrm{kg/(m^2\cdot s)}$ 的工况。 $\varphi_{lo}^2 = 1+(Y^2-1)[Bx^n(1-x)^{n^*}+x^{1-n}]$ $n^* = \frac{2-n}{2}$ 层流流动时，其精度为 ±38% (Ould Didi 等,2002)	Y 参见式(C.4)中的定义；$n=1/4$(n 为等式 $f=Cre^n$ 中的指数)；G 为总的质量流速，单位为 $\mathrm{kg/(m^2\cdot s)}$。 当 $0<Y\leqslant 9.5$ 时　$B=\begin{cases}4.8, & G<500\\ 2400/G, & 500\leqslant G\leqslant 1900\\ 55/G^{1/2}, & G\geqslant 1900\end{cases}$ 当 $9.5<Y\leqslant 28$ 时　$B=\begin{cases}4.8, & G<500\\ 2400/G, & 500\leqslant G\leqslant 1900\\ 55/G^{1/2}, & G\geqslant 1900\end{cases}$ 当 $Y>28$ 时　$B=15000/(Y^2G^{1/2})$
Lockhart-Martinelli 关联式，适用于 $\mu_l\mu_g > 1000$ 和 $G < 100\mathrm{kg/(m^2\cdot s)}$ 的工况。 $\varphi_l^2 = \frac{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr}}{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_l} = 1+\frac{c}{X}+\frac{1}{X^2}$ $\varphi_g^2 = \frac{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_{fr}}{\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}\right)_l} = 1+cX+X^2$ 层流流动时，其精度为 ±29% (Ould Didi 等,2002)	Chisholm 定义的关联式常数为 $C=20$，气相和液相均为湍流； $C=10$，气相层流，液相湍流； $C=12$，气相湍流，液相层流； $C=5$，气相和液相均为层流

C.2 冷凝时的传热关联式

冷凝表示气相到液相的转变过程，通常发生在蒸汽被冷却到给定压力所对应的饱和温度以下。从纯净的冷凝液体到壁面之间，单位传热面积上的换热量如式(C.9)所示。

$$q''=h_{con}(T_{sat}-T_w) \tag{C.9}$$

其中，h_{con}表示冷凝时的传热系数，T_{sat}表示冷凝液体在给定压力时所对应的饱和温度，T_w 是壁面温度。此处总结的关联式是针对管内膜状凝结而言的，这是大多数工业应用中最常见的冷凝模型。冷凝对流换热中最常见的两种流动模式是水平管中的环状流和垂直管路中的分层流动。对环状流而言，表 C.2 已经给出了计算局部冷凝传热系数 h_{loc}[式(C.9)中，$h_{con}=h_{loc}$]的关联式，对分层流动而言，表 C.2 也给出了计算平均冷凝传热系数 $h_{con}=h_m$ 的关联式。Shah 等人也给出了一系列在非圆形流道尺寸中的冷凝计算关联式。

表 C.2 水平管内冷凝时的传热关联式

分层状况	关联式
环状流① (膜状凝结)(shah,1977)， 精度 ±14.4% (kandlikar 等,1999)	$h_{loc}=0.023\frac{k_l}{d_i}\cdot Re_l^{0.8}\cdot Pr_l^{0.4}\left[(1-x)^{0.8}+\frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left(\frac{p_{sat}}{p_{cr}}\right)^{0.38}}\right]$ $Re_l=\frac{Gd_i}{\mu_l}$，G 为总质量流量[单位为 kg/(m^2·s)] $0.002\leqslant p_{sat}/p_{cr}\leqslant0.44$　$11\leqslant G\leqslant1599$kg/(m^2·s) 21℃ $\leqslant T_{sat}\leqslant$ 310℃，$0\leqslant x\leqslant1$，$Pr_l>0.5$ 3m/s $\leqslant u_{vap}\leqslant$ 300m/s，q 无限制 7mm $\leqslant d_i\leqslant$ 40mm　对于圆形管 $Re_l>350$
分层流动 (carey,1992) 精度 ±18% (Ould Didi 等,2002)	$h_m=0.728\left[1+\frac{1-x}{x}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{-\frac{3}{4}}\left[\frac{k_l^3\rho_l(\rho_l-\rho_g)gh'_{lg}}{\mu_l(T_{sat}-T_w)d_i}\right]^{\frac{1}{4}}$ 其中 $h'_{lg}=h_{lg}+0.68c_{p,l}(T_{sat}-T_w)$

① 适用于水平管、垂直管或倾斜管。

C.3 沸腾时的传热关联式

在文献中，曾广泛地研究和报道过蒸发(沸腾和蒸发)现象。在这种工况中，从壁面到纯净的蒸发液体之间，单位传热面积上的换热量如式(C.10)所示

$$q''=h_{tp}(T_w-T_{sat}) \tag{C.10}$$

其中，h_{tp}是蒸发过程中的两相流传热系数，此处给出 Kandlikar 在 1991 年给

出的最常用的管内强制蒸发对流换热的关联式。该关联式是基于水、制冷剂和冷冻剂的一些经验数据得到的。关联式包含两个部分，对流项和核态沸腾项，使用的是液体表面的参数。Kandlikar 的两相流传热关联式如下。

$$\frac{h_{tp}}{h_{lo}}=\begin{cases}[0.6683Co^{-0.2}\cdot f_2(Fr_{lo})+1058Bo^{0.7}\cdot F_{fl}](1-x)^{0.8}\\ [1.136Co^{-0.9}\cdot f_2(Fr_{lo})+667.2Bo^{0.7}\cdot F_{fl}](1-x)^{0.8}\end{cases}\tag{C.11}$$

其中

$$h_{lo}=\begin{cases}\dfrac{Re_{lo}\cdot Pr_l\left(\dfrac{f}{2}\right)\left(\dfrac{k_l}{d_i}\right)}{1.07+12.7(Pr^{\frac{2}{3}}-1)\left(\dfrac{f}{2}\right)^{0.5}}, & 10^4\leqslant Re_{lo}\leqslant 5\times10^6\\ \dfrac{Re_{lo}\cdot Pr_l\left(\dfrac{f}{2}\right)\left(\dfrac{k_l}{d_i}\right)}{1.07+12.7(Pr^{\frac{2}{3}}-1)\left(\dfrac{f}{2}\right)^{0.5}}, & 2300\leqslant Re_{lo}\leqslant 10^4\end{cases}\tag{C.12}$$

$$f_2(Fr_{lo})=\begin{cases}(25Fr_{lo})^{0.3}, & Fr_{lo}<0.04\ \text{的水平管}\\ 1, & \text{竖直管和}\ Fr_{lo}\geqslant 0.04\ \text{的水平管}\end{cases}\tag{C.13}$$

$$f=\frac{1}{[1.58\ln(Re_{lo})-3.28]^2}\tag{C.14}$$

其中，h_{lo}是将整个流动视为液体流动时所对应的单相传热系数。将整个流动视为液体流动时所对应的对流数 Co，核态沸腾数 Bo，Froude 数 Fr 表达式如下。

$$Co=\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8}\qquad Bo=\frac{q''}{Gh_{lg}}\qquad Fr=\frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i}\tag{C.15}$$

表 C.3　Kandlikar 推荐的 F_{fl}值

流　体	F_{fl}	流　体	F_{fl}
水	1.00	R-114	1.24
R-11	1.30	R-134a	1.63
R-12	1.50	R-152a	1.10
R-13B1	1.31	R-32/R-132 (40%~60% 质量分数)	3.30
R-22	2.20		
R-113	1.30	煤油	0.488

F_{fl}是一个液体表面所对应的参数，取决于液体本身和传热表面。在铜管中，几种流体所对应的 F_{fl}值总结在表 C.3 中。在不锈钢管中 $F_{fl}=1$。该关联式适用于竖直管(向上流或向下流)或者水平管。Kandlikar 在 1991 年曾指出过，该关联式所产生的平均偏差，对于水而言小于真实值的 16%，对于制冷剂而言小于真

实值的19%。

需要注意的是，每种流体特有的F_{fl}值并不适用于其他流体(例如新的制冷剂)和混合物。F_{fl}也不适用于分层波状流动以及蒸汽含量很高的情况，因为这种情况中并不会出现干涸现象。基于多种流动方式图谱的Thome模型(Kattan等，1998;Zrcher等,1999)可以用于这些工况中。

附录C 所参考的文献

Carey, V. P., 1992, *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena*, Taylor & Francis, Bristol, PA.

Chisholm, D., 1967, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 1767-1778.

Chisholm, D., 1973, Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 16, pp. 347-358.

Collier, J. G., and J. R. Thome, 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.

Friedel, L., 1979, Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.

Hewitt, G. F., 1998, Gas-liquid flow, in *Handbook of Heat Exchanger Design*, G. F. Hewitt, ed., Begell House, New York, Sect. 2. 3. 2.

Kandlikar, S. G., 1991, Development of a flow boiling map for subcooled and saturated flow boiling of different fluids in circular tubes, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 190-200.

Kandlikar, S. G., M. Shoji, and V. K. Dhir, eds., 1999, *Handbook of Phase Change: Boiling and Condensation*, Taylor & Francis, New York.

Kattan, N., J. R. Thome, and D. Favrat, 1998, Flow boiling in horizontal tubes, Part 1; Development of a diabatic two-phase flow pattern map, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 140-147; Part 2; New heat transfer data for five refrigerants, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 148-155; Part 3; Development of a new heat transfer model based on flow patterns, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 156-165.

Ould Didi, M. B., N. Kattan, and J. R. Thome, 2002, Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes, *Int. J. Refrig.*, Vol. 25, pp. 935-947.

Shah, M. M., 1977, A general correlation for heat transfer during subcooled boiling in pipes and annuli, *ASHRAE Trans.*, Vol. 83, No. 1, pp. 205-215; also, M. M. Shah, 1982, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study, *ASHRAE Trans.*, Vol. 88, No. 1, pp. 185-196.

Shah, R. K., S. Q. Zhou, and K. Tagavi, 1999, The role of surface tension in film condensation in extended surface passages, *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 179-216.

Zrcher, O., J. R. Thome, and D. Favrat, 1999, Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 89-101.

附录 D 多种换热器中的 U 值和 C_{UA} 值

表 D.1 管壳式换热器中的 U 值和 C_{UA} ($=C$) 值①

			热侧流体								
$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参数	低压气体 ($<1\times10^5$ Pa)	中压气体 (20×10^5 Pa)	高压气体 (150×10^5 Pa)	水	低粘度有机液体	高粘度液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
1000	低压气体 ($<1\times10^5$ Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	55	93	12	102	99	63	107	100	86
		$C/[£/(W/K)]$	5.70	5.02	5.51	4.93	4.96	5.50	4.87	4.95	5.11
	中压气体 (20×10^5 Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	93	300	350	429	375	120	530	388	240
		$C/[£/(W/K)]$	5.02	4.18	4.81	4.03	4.09	4.76	3.95	4.07	4.28
	高压气体 (150×10^5 Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	120	350	400	600	450	200	600	400	300
		$C/[£/(W/K)]$	5.51	4.81	6.25	4.56	4.38	5.50	4.56	4.82	4.81
	处理过的冷却水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	484	600	938	714	142	1607	764	345
		$C/[£/(W/K)]$	4.89	3.98	4.56	3.77	3.85	4.59	3.61	3.83	4.12
	低粘度有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	600	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	4.96	4.09	4.38	3.91	3.97	4.67	3.81	3.95	4.20
	高粘度液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	68	138	200	161	153	82	173	155	214
		$C/[£/(W/K)]$	5.39	4.61	5.50	4.46	4.51	5.16	4.42	4.50	4.33
	沸腾水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	467	550	875	677	140	1432	722	336
		$C/[£/(W/K)]$	4.89	3.99	4.91	3.79	3.87	4.60	3.64	3.85	4.13
	沸腾有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	600	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	4.96	4.09	4.38	3.91	3.97	4.67	3.81	3.95	4.20

（续）

$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参数	热侧流体 低压气体 ($<1\times10^5$Pa)	中压气体 (20×10^5Pa)	高压气体 (150×10^5Pa)	水	低粘度有机液体	高粘度液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
5000	低压气体 ($<1\times10^5$Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	55	93	120	102	99	63	107	100	86
		$C/[£/(W/K)]$	2.11	1.63	2.26	1.58	1.59	1.95	1.55	1.59	1.68
	中压气体 (20×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	93	300	350	429	375	120	530	388	240
		$C/[£/(W/K)]$	1.63	1.11	1.89	1.02	1.05	1.46	0.98	1.05	1.18
	高压气体 (150×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	120	350	400	600	450	200	600	400	300
		$C/[£/(W/K)]$	2.26	1.89	2.25	1.10	1.46	1.93	1.10	1.45	1.45
	处理过的冷却水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	484	600	938	720	142	1607	764	345
		$C/[£/(W/K)]$	1.56	1.00	1.10	0.88	0.91	1.41	0.83	0.90	1.07
	低粘度有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	600	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	1.59	1.05	1.46	0.95	0.99	1.46	0.89	0.98	1.13
	高粘度液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	68	138	200	161	153	82	173	155	124
		$C/[£/(W/K)]$	1.86	1.43	1.9	1.36	1.38	1.71	1.32	1.37	1.48
	沸腾水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	467	550	875	677	140	1432	722	336
		$C/[£/(W/K)]$	0.71	0.29	0.49	0.23	0.25	0.56	0.20	0.25	0.35
	沸腾有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	600	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	0.74	0.33	0.53	0.27	0.28	0.59	0.24	0.28	0.38

（续）

$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参　数	热侧流体								
			低压气体 (< 1×10^5Pa)	中压气体 (20×10^5Pa)	高压气体 (150×10^5Pa)	水	低粘度有机液体	高粘度液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
30000	低压气体 (< 1×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	55	93	120	102	99	63	107	100	86
		$C/[£/(W/K)]$	1.11	0.76	1.06	0.73	0.74	0.99	0.71	0.73	0.80
	中压气体 (20×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	93	300	350	500	375	120	530	388	240
		$C/[£/(W/K)]$	0.76	0.37	0.62	0.28	0.33	0.63	0.28	0.32	0.42
	高压气体 (150×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	120	350	400	600	450	200	600	400	300
		$C/[£/(W/K)]$	1.06	0.62	0.94	0.40	0.53	0.73	0.40	0.62	0.62
	处理过的冷却水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	484	600	938	714	142	1607	764	345
		$C/[£/(W/K)]$	0.71	0.29	0.40	0.23	0.25	0.56	0.19	0.24	0.34
	低粘度有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	600	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	0.74	0.33	0.53	0.27	0.28	0.59	0.24	0.28	0.38
	高粘度液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	68	138	200	161	153	82	173	155	124
		$C/[£/(W/K)]$	0.94	0.57	0.73	0.52	0.53	0.83	0.50	0.53	0.60
	沸腾水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	467	550	875	677	140	1432	722	336
		$C/[£/(W/K)]$	0.71	0.29	0.49	0.23	0.25	0.26	0.20	0.25	0.35
	沸腾有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	600	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	0.74	0.33	0.53	0.27	0.28	0.59	0.24	0.28	0.38

（续）

$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参数	热侧流体 低压气体 ($<1\times10^5$Pa)	中压气体 (20×10^5Pa)	高压气体 (150×10^5Pa)	水	低粘度有机液体	高粘度液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
100000	低压气体 ($<1\times10^5$Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	55	93	120	102	99	63	107	100	86
		$C/[£/(W/K)]$	0.95	0.58	0.93	0.54	0.55	0.83	0.52	0.55	0.62
	中压气体 (20×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	93	300	350	429	375	120	530	388	240
		$C/[£/(W/K)]$	0.58	0.23	0.35	0.18	0.20	0.47	0.16	0.19	0.27
	高压气体 (150×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	120	350	400	600	450	200	600	400	300
		$C/[£/(W/K)]$	0.93	0.35	0.58	0.24	0.28	0.64	0.24	0.32	0.39
	处理过的冷却水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	484	600	938	714	142	1607	764	345
		$C/[£/(W/K)]$	0.52	0.17	0.24	0.116	0.134	0.41	0.086	0.129	0.21
	低粘度有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	609	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	0.55	0.20	0.28	0.145	0.162	0.44	0.125	0.158	0.24
	高粘度液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	68	138	200	161	153	82	173	155	124
		$C/[£/(W/K)]$	0.77	0.42	0.64	0.37	0.38	0.65	0.35	0.38	0.45
	沸腾水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	105	467	550	875	677	140	1432	722	336
		$C/[£/(W/K)]$	0.52	0.168	0.26	0.121	0.137	0.41	0.091	0.133	0.22
	沸腾有机液体	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	99	375	450	600	500	130	818	524	286
		$C/[£/(W/K)]$	0.55	0.22	0.28	0.146	0.162	0.44	0.125	0.158	0.24

注：资料来源于 *Selection and Costing of Heat Exchangers*，ESDU Engineering Data 92013，ESDU International，London，1994.

① AC_{UA}的值等于 $q/\Delta T_m$，对于 $j=1$，2 的情况，其中间值$(q/\Delta T_m)_j$ 应当采用算数插值的方法来计算。

$$C_{UA}=\exp\left\{\ln C_{UA,1}+\frac{\ln\left(\frac{C_{UA,1}}{C_{UA,2}}\right)\ln\left[\frac{\left(\frac{q}{\Delta T_m}\right)}{\left(\frac{q}{\Delta T_m}\right)_1}\right]}{\ln\left[\frac{\left(\frac{q}{\Delta T_m}\right)_1}{\left(\frac{q}{\Delta T_m}\right)_2}\right]}\right\}$$

表 D.2 板翅式换热器中的 U 值和 $C_{UA}(=C)$ 值[①]

			热侧流体								
$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参 数	低压气体 (< 1×10^5Pa)	中压气体 (20×10^5Pa)	高压气体 (150×10^5Pa)	水	低粘度碳氢化合物液体	高粘度碳氢化合物液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
5000	低压气体 (< 1×10^5Pa)	U/[W/($m^2\cdot$K)]	163	217	NA[②]	NA	264	NUS	NUS	270	NUS
		C/[£/(W/K)]	3.10	3.10			3.10			3.10	
	中压气体 (20×10^5Pa)	U/[W/($m^2\cdot$K)]	217	325	NA	NA	377	NUS	NUS	402	NUS
		C/[£/(W/K)]	3.10	3.10			3.10			3.10	
	高压气体 (150×10^5Pa)	U/[W/($m^2\cdot$K)]	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		C/[£/(W/K)]									
	处理过的冷却水	U/[W/($m^2\cdot$K)]	315	491	NA	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		C/[£/(W/K)]	3.10	3.10							
	低粘度碳氢化合物	U/[W/($m^2\cdot$K)]	NUS	NUS	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		C/[£/(W/K)]									
	高粘度碳氢化合物	U/[W/($m^2\cdot$K)]	NUS	NUS	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		C/[£/(W/K)]									
	沸腾水	U/[W/($m^2\cdot$K)]	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		C/[£/(W/K)]									
	沸腾碳氢化合物	U/[W/($m^2\cdot$K)]	270	402	NA	NA	453	NUS	NA	530	NUS
		C/[£/(W/K)]	3.10	3.10			3.10			3.10	

（续）

			热侧流体								
$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参数	低压气体 (< 1×10^5Pa)	中压气体 (20×10^5Pa)	高压气体 (150×10^5Pa)	水	低粘度碳氢化合物液体	高粘度碳氢化合物液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
10000	低压气体 (< 1×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	163	217	NA	NA	264	NUS	NUS	270	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	1.57	1.55			1.55			1.55	
	中压气体 (20×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	217	325	NA	NA	377	NUS	NUS	402	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	1.55	1.55			1.55			1.55	
	高压气体 (150×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		$C/[£/(W/K)]$									
	处理过的冷却水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	315	491	NA	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	1.55	1.55							
	低粘度碳氢化合物	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NUS	NUS	NA	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(W/K)]$									
	高粘度碳氢化合物	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NUS	NUS	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(W/K)]$									
	沸腾水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		$C/[£/(W/K)]$	L								
	沸腾碳氢化合物	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	270	402	NA	NA	453	NUS	NA	530	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	1.55	1.55			1.55			1.55	

（续）

$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参数	热侧流体								
			低压气体 ($<1\times10^5$Pa)	中压气体 (20×10^5Pa)	高压气体 (150×10^5Pa)	水	低粘度碳氢化合物液体	高粘度碳氢化合物液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
30000	低压气体 ($<1\times10^5$Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	163	217	NA	NA	264	NUS	NUS	270	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	0.677	0.607			0.574			0.579	
	中压气体 (20×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	217	325	NA	NA	377	NUS	NUS	402	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	0.607	0.551			0.537			0.532	
	高压气体 (150×10^5Pa)	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		$C/[£/(W/K)]$									
	处理过的冷却水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	315	491	NA	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	0.560	0.513							
	低粘度碳氢化合物	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NUS	NUS	NA	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(W/K)]$									
	高粘度碳氢化合物	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NUS	NUS	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(W/K)]$									
	沸腾水	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		$C/[£/(W/K)]$									
	沸腾碳氢化合物	$U/[W/(m^2\cdot K)]$	270	402	NA	NA	453	NUS	NA	530	NUS
		$C/[£/(W/K)]$	0.579	0.532			0.527			0.518	

（续）

$q/\Delta T/$ (W/K)	冷侧流体	参数	热侧流体 低压气体 (< 1×10^5Pa)	中压气体 (20×10^5Pa)	高压气体 (150×10^5Pa)	水	低粘度碳氢化合物液体	高粘度碳氢化合物液体	冷凝蒸汽	冷凝碳氢化合物	内含惰性气体的冷凝碳氢化合物
100000	低压气体 (< 1×10^5Pa)	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	163	217	NA	NA	264	NUS	NUS	270	NUS
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$	0.336	0.301			0.280			0.273	
	中压气体 (20×10^5Pa)	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	217	325	NA	NA	377	NUS	NUS	402	NUS
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$	0.301	0.245			0.231			0.227	
	高压气体 (150×10^5Pa)	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$									
	处理过的冷却水	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	315	491	NA	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$	0.250	0.210							
	低粘度碳氢化合物	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	NUS	NUS	NA	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$									
	高粘度碳氢化合物	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	NUS	NUS	NA	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS	NUS
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$									
	沸腾水	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$									
	沸腾碳氢化合物	$U/[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$	270	402	NA	NA	453	NUS	NA	530	NUS
		$C/[£/(\mathrm{W/K})]$	0.273	0.277			0.216			0.205	

注：资料来源于 Selection and Costing of Heat Exchangers，ESDU Engineering Data 92013，ESDU International，London，1994.

① AC_{UA}的值等于$q/\Delta T_m$，对于$j=1$，2 的情况，其中间值$(q/\Delta T_m)_j$应当采用算数插值的方法来计算。

② NA 表示不可用。

$$C_{UA}=\exp\left\{\ln C_{UA,1}+\frac{\ln\left(\frac{C_{UA,1}}{C_{UA,2}}\right)\ln\left[\frac{\frac{q}{\Delta T_m}}{\left(\frac{q}{\Delta T_m}\right)_1}\right]}{\ln\left[\frac{\left(\frac{q}{\Delta T_m}\right)_1}{\left(\frac{q}{\Delta T_m}\right)_2}\right]}\right\}$$

换热器或与换热器有关的参考文献

Ackerman, R. A, 1997, Cryogenic Regenerative Heat Exchangers, International Cryogenics Monograph Series, Plenum Publishing, New York.

Afgan, N. , M. Carvalho, A. Bar-Cohen, D. Butterworth, and W. Roetzel, eds. , 1994, New Developments in Heat Exchangers, Gordon & Breach, New York.

Afgan, N. H. , and E. U. Schlunder, eds. , 1974. Heat Exchangers: Design and Theory Sourcebook, McGraw-Hill, New York.

Andreone, C. F. , and S. Yokell, 1997, Tubular Heat Exchangers: Inspection, Maintenance and Repair, McGraw-Hill, New York.

Apblett, W. R. , Jr. , ed. , 1982, Shell and Tube Heat Exchanger, American Society for Metals, Metals Park, OH.

Au-Yang, M. K. , 2001, Flow-Induced Vibrations of Power Plants Components: A Practical Work-Book, ASME Press, New York.

Azbel, D. , 1984, Heat Transfer Applications in Process Engineering, Noyes Publications, Park Ridge, NJ.

Bar-Cohen, A. , M. Carvalho, and R. Berryman, eds. , 1998, Heat exchangers for sustainable Development, Proc, Heat Exchangers for Suatainable Development, Lisbon, Portugal.

Beck, D. S. , and D. G Wilson, 1996. Gas Turbine Regenerators, Chapman & Hall, New York.

Bhatia, M. V. , and P. N. Cheremisinoff, 1980, Heat Transfer Equipment, Process Equipment Series, Vol. 2, Technomic Publishing, Westpor, CT.

Bliem, C. , et al. , 1985, Ceramic Heat Exchanger Concepts and Materials Technology, Noyes Publications, Park Ridge, NJ.

Blevins, R. d. , 1990, Flow-Induces Vibration, 2nd ed. , Von Nostrand Reinhold, New York.

Bohnet, M. , T. R. Bott, A. J. Karabelas, P. A. Pilavachi, R. Semeria, and R Vidil, eds. , 1992, Fouling Mechanisms: Theoretical and Practical Aspects, Eurotherm Seminar 23; Editions Europeennes Thermique et Industrie, Paris.

Bott, T. R. , 1990, Fouling Notebooks: A Practical Guide to Minimizing Fouling in Heat Exchangers, Institution of Chemical Engineers, London.

Bott, T. R. , 1995, Fouling of Heat Exchangers, Elsevier Science Publishers, Amserdam, The NetherLands.

Bott, T. R. , L, F. Melo, C. B. Panchal, and E. F. C. Somerscales, 1999, Understanding Heat Exchangers Fouling and Its Mitigation, Begell House, New York.

Bryers, R. W. , ed. , 1983, Fouling of Heat Exchangers Surfaces, Engineering Foundation, New York.

Bryers, R. W, ed. , 1983, Fouling and Slagging Resulting from Impurities in Combustion Gases, Engineering Foundation, New York.

Buchlin, J. M. , ed. , 1991, Industrial Heat Heat Exchangers, Lecture Series 1991-04, von karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.

Chen, S. S. , 1987, Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Chisholm, D. , ed. , 1980, Development in Heat Exchanger Technology, Vol. I, Appliced Science Publishers, London.

Chisholm, D. , ed. , 1988, Heat Exchanger Technology, Elsevier Applied Secience, New York.

Dragutiovic, G. D. , and B. S. Baclic, 1998, Operation of Counterflow Regenerators, Vol. 4, ComPutational Mechanics Publications, WIT press, Southampton, UK.

Dzyubenko, B. V. , L. V. Ashmantas, and M. D. Segal, 1999, Modeling and Design of Twisted Tube Heat Exchangers, Begell House, New York.

Foster, B. D. , and J. B. Patto, eds. , 1985, Ceramic Heat Exchangers, American Ceramic Society, Columbus, OH.

Foumeny, E. A. , and P. J. Heggs, eds. , 1991, Heat Exchange Engineering, Vol. 1; Design of Heat Exchangers, Ellis Horwood, London.

Foumeny, E. A. , and P. J. Heggs, eds. , 1991, Heat Exchange Engineering, Vol. 2; Compact Heat Exchangers: Techniques for Size Reduction, Ellis Horwood, London.

Fraas, A. P. , and M. N. Ozisik, 1989, Heat Exchanger Design, 2nd ed. , Wiley, New York.

Ganapathy, V. , 1982, Applied Heat Transfer, PennWell Publishing, Tulsa, OK.

Ganapathy, V. , 2002, Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators-Design. Applications. And Calculations. Marcel Dekker, New York.

Garrett-Price, B. A. , S. A. Smith, R. L. Watts, J. G. Knudsen, W. J. Marner, and J. W. Suitor, 1985, Fouling of Heat Exchangers, Noyes Pulications, Park Ridge, NJ.

Gupta, J. P. , 1986, Fundamentals of Heat Exchanger and Pressure Vessel Technology, Hemisphere Publishing, Washington, DC; also as Working with Heat Exchangers, in soft cover, Hemisphere Publishing, Washington, DC, 1990.

Hausen, H. , 1983, Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow, McGraw-Hill, New York.

Hayes, A. J. , W. W. Liang, S. L. Richlen, and E. S. Tabb, eds. , 1985, Industrial Heat Exchangers, American Society for Metals, Metals Park, OH.

Hesselgreaves, J. E. , 2001, Compact Heat Exchangers: Selection, Design, and Operation, Elsevier Science, Oxford.

Hewitt, G. F, exec. ed. , 1998, Heat Exchanger Design Handbook, three vols. (five parts), Begell House, New York; former pubication: G. F. Hewitt, coord. ed. , 1989, Hemisphere Handbook of Heat Exchanger Design, Hemisphere Publishing, New York.

Hewitt, G. F. , G. L. Shires, and T. R. Bott, 1994, Process Heat Transfer, CRC Press and Begell House, Boca Raton, FL.

Hewitt, G. F. , and P. B. Whalley, 1989, Handbook of Heat Exchanger Calculations, Hemisphere

Publishing, Washington, DC.

Hryniszak, W., 1958, Heat Exchangersz; Applications to Gas Turbines, Butterworth Scientific Publications, London.

Idelchik, I. E., 1994, Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd ed., CRC Press, Boca Raton, FL.

Ievlev, V. M., ed., 1990, Analysis and Design of Swirl-Augmented Heat Exchangers, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Jakob. M., 1957, Heat Transfer, Vol. Ⅱ, Wiley, New York.

Kakac, S., ed., 1991, Boilers, Evaporators, and Condensers, Wiley, New York.

Kakac, S., ed., 1999, Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

Kakac, S., A. E. Bergles, and E. O. Fernandes, eds., 1988, Two-Phase Flow Heat Exchangers: Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

Kakac, S., A. E. Bergles, and F. Mayinger, eds., 1981, Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic FundaMentals and Design, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Kakac, S., and H. Liu, 1998, Heat Exchangersz; Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, Boca Raton, FL.

Kakac, S., R. K. Shah, and W. Aung, eds., 1987, Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley, New York.

Kakac, S., R. K. Shah, and A. E. Bergles, eds., 1983, Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Katinas, V., and A. Zukauskas, 1997, Vibrations of Tubes in Heat Exchangers, Begell House, New York.

Kays, W.. M., and A. L. London, 1998, Compact Heat Exchangers, reprint 3 rd edn., Krieger Publishing, Malabar, FL; first ed., National Press, Palo Alto, CA (1955); 2 nd ed., (1964), 3 rd ed., McGraw-Hill, New York(1984).

Kern, D. Q., 1950, Process Heat Transfer, McGraw-Hill, New York.

Kern, D. W., and A. D. Kraus, 1972, Extended Surface Heat Transfer, McGraw-Hill,, Chaps. 9-12, pp. 439-641.

King, R., ed., 1987, Flow Induced Vibrations, BHRA Publication, London.

Kraus, A. D., 1982, Analysis and Evaluation of Extenden Surface Thermal Systems, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Kraus, A. D., A. Aziz, and J. R. Welty, 2001, Extended Surface Heat Transfer, Wiley, New York.

Kroger, DG., 1998, Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, Tecpress, Uniedal, South Africa; also, Begell House, New York.

Kuppan, T., 2000, Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker, New York.

Lokshin, V. A. , D. F. Peterson, and A. L. Schwarz, 1988, Standard Handbook of Hydraulic Design for Power Boilers, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Ludwig, E. E. , 1965, Applied Process Design for Chmical and Petrochemical Plants, Vol. Ⅲ, Gulf Publishing, Houston, TX, Chap. 10.

Manzoor, M. , 1984, Heat Flow through Extended Surface Heat Exchangers, Springer-Verlag, Berlin. Martin, M. , 1992, Heat Exchangers, Hemisphere Publishing,, Washington, DC.

Marto, P. J. , and R. H. Nunn, eds. , 1981, Power Condenser Heat Transfer Technology, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Marvillet, Ch. gen, ed. , 1994, Recent Development in Finned Tube Heat Exchangersz; Theoretical And Practical Aspects, DTI Energy Technology, Danish Technological Institute, Taastrup, Dennark.

Marvillet, C. , and R. Vidil, eds. , 1993, Heat Exchanger Technology: Recent Developments, Eurotherm Seminar 33, Editions Europeennes Thermique er Industrie, Paris.

McNaughton, K. J. , ed. , 1986, The Chemical Engineering Guide to Heat Transfer, Vol, 1; Plant Principles, Vol. 2; Equipment, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Melo, L. F. , T. R. Bott, and C. A. Bernardo, eds. , 1988, Advances in Fouling Science and Technology, Kluwer Academic Publishers, Dordredht, The Netherlands.

Miller, D. S. , 1990, Internal Flow Systems, 2 nd ed. , BHRA Fluid Engineering Series, Vol. 5, BHRA, Cranfield. UK.

Minton, P. E. , 1986, Handbook of Evaporator Technology, Noyes Publications, Park Ridge, NJ. Mori, Y. , A. E. Sheindlin, and N. H. Afgan, eds. , 1986, High Temperature Heat Exchangers, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Muller-Steinhagen, H. , ed, . 2000, Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Technologies, Publico Publications, Essen, Germany.

Palen, J. W. , ed. , 1987, Heat Exchanger Sourcebook, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Panchal, C B. , T. R. Bott, E. F. C, Somerscales, and S. Toyama, 1997, Fouling Mitigation of Industrial Heat Exchange Equipment, Begell House, New York.

Podhorsky, M. , and H. Krips, 1998, Heat Exchangers: A Practical Approach to Mechanical Construction, Design and Calulations, Begell House, New York.

Putman, R. E. , 2001, Steam Surface Condensers: Basic Principles, Performance Monitoring and Maintenance, ASME Press, New York.

Reay, D. A. , 1979, Heat Recovery Systems, E&FN Spon, London.

Reay, D. A. , 1999, Learning from Experiences with Compact Heat Exchangers, CADDET Analyses Series 25, Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies, Sittard, The Netherlands.

Rifert, V. G, 1998, Condensation Heat Transfer Enhancement, Computational Mechanics Publica-Tions, WIT Press, Southampton, UK.

Roetzel, W. , P. J. Heggs, and D. Butterworth, eds. , 1991, Design and Operation of Heat Ex-

changers, Springer-Verlag, Berlin.

Roetzel, W., and Y. Xuan, 1998, Dynamic Behaviour of Heat Exchangers, Vol. 3, Computational Mechanics Publications, WIT Press, Southampton, UK.

Saundens, E. A. D., 1989, Heat Exchangers: Selection, Design and Construction, Wiley, New York.

Schlunder, E. U., ed.-in-chief, 1982, Heat Exchanger Design Handbooks, 5 vols., Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Schmidt, F. W., and A. J. Willmott, 1981, Thermal Energy Storage and Regeneration, Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, DC.

Shah, R. K., K. J. Bell, H. Honda, and B. Thonon, eds., 1999, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, Begell House, New York.

Shah, R. K., K. J. Bell, S. Mochizuki, and V. V. Wadekar, eds, 1997, Compact Heat Exchangers for the Process Industries, Begell House, New York.

Shah, R. K., A. W. Deakon, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

Shah, R. K., and A. Hashemi, eds., 1993, Aerospace Heat Exchanger Technology, 1993, Elsevier Science, Amsterdam, The Nethlands.

Shah, R. K., A. D. Kraus, and D. Metzger, eda., 1990, Compact Heat Exchangers: A Festschrift for A. L. London, Hemisphere Publishing, Washington. DC.

Shah, R. K., and A. L. London, 1978, Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Supplement 1 to Advances in Heat Transfer Series, Academic Press, New York.

Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M., Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp. 1-312.

Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1989, Heat exchange, in Ullman's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Unit Operations II, Vol. B3, Chap. 2, VCH Publishers, Weinheim, Germany.

Shah, R. K., and D. P. Sekulic, 1998, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho, eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 17.

Shah, R. K., E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., 1988, Heat Transger Equipment Design, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Sheindlin, A. E., ed., 1986, High Temperature Equipment, Hemisphere Pulishing, Washington, DC Singh, K. P, and A. I. Soler, 1984, Mechanical Design of Heat Exchangers and Pressure Vessel Components, Arcturus Publishers, Cherry Hill, NJ.

Smith, E. M., 1997, Thermal Design of Heat Exchangers: A Numerical Approach: Direct Sizing and Stepwise Rating, Wiley, New York.

Smith, R. A., 1987, Vaporisers: Selection, Design, Operation (Designing for Heat Transfer), Wiley, New York.

Somerscales, E. F. C., and J. G. Knudsen, eds., 1981, Fouling of Heat Transfer Equipment,

Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, DC.

Soumerai, H., 1987, Practical Thermodynamic Tools for Heat Exchanger Design Engineers, Wiley, New York.

Stasiulevicius, J., and A. Skrinska, 1987, Heat Transfer of Finned Tube Bundles in Crossflow, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Sukhotin, A. M., and G. Tereshchenko, 1998, Corrosion Resistance of Equipment for Chemical Industry Handbook, Begell House, New York.

Sunden, B., and M. Faghri, eds., 1998, Computer Simulation in Compact Heat Exchangers, Computational Mechanics Publications, WIT Press, Southampton, UK.

Sunden, B., and P. J. Heggs, eds., 1998, Recent Advances in Analysis of Heat Transfer for Fin Type Surfaces, Computational Mechanics Publications, WIT Press, Southampton, UK.

Sunden, B., and R. M. Manglik, eds., 2001, Plate and Frame Heat Exchangers, Computational Mechanics Publication, WIT Press, Southampton, UK.

Taborek, J., G. F. Hewitt, and N. Afgan, eds., 1983, Heat Exchangers: Theory and Practice, Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, DC.

Taylor, M. A., 1987, Plate-Fin Heat Exchangers: Guide to Their Specification and Use, HTFS, Harwell Laboratory, Oxon, UK.

Walker, G., 1990, Industrial Heat Exchangers: A Basic Guide, 2 nd edn., Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Webb, R, L., 1994, Principle of Enhanced Heat Transger, Wiley, New York.

Willmott. A. J., 2001, Dynamics of Regenrative Heat Transfer, Taylor & Francis, New York.

Yokell, S., 1990, A Working Guide to Shell-and-Tube Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.

Zukauskas, A. A., 1989, High Performance Single-Phase Heat Exchangers, Hemisphere Publishing, Washington, DC. [This book has a misleading title. It should be Forced Convection Heat Transfer.]

Zukauskas, A., and R. Ulinskas, 1988, Heat Transfer in Tube Banks in Crossflow, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

Zukauskas, A. A., R. Ulinskas, and V. Katinas, 1988, Fluid Dynamics and Flow Induced Vibrations of Tube Banks, Hemisphere Publishing, Washington, DC.

参考书目(按题目排列)

Advances in Industrial Heat Exchangers, HEE96, Instituton of Chemical Engineers, London, 1996.

ASME Bolier and Pressure Vessel Code, Sec. Ⅷ, Div. 1, Rules for Construction of Pressure Vessels, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1998.

Condensers: Theory and Practice, IcemE Symposium Series 75, Pergamon Press, Elmsford, NY, 1983.

Effectiveness N_{tu} Relationships for Design and Performance Evaluation of Multi-pass Crossflow Heat Exchangers, Engineering Sciences Data Unit Item 87020, ESDU International, McLean, VA, October 1987.

Effectiveness N_{tu} Relationships for Design and Performance Evaluation of Two-Stream Heat Exchangers, Engineering Sciences Data Unit Item 86018, ESDU International, McLean, VA, July 1986.

Shell-and-Tube Heat Exchanger for General Refinery Services, API Standard 660, 4th ec., American Petroleum Institute, Washington. DC, 1985.

Standard of the Tuibular Exchanger Manufacturers Association, 8th edn., TEMA, New York, 1999.

Standard for Closed Feedwater Heaters, 4th ed., Heat Exchanger Institute, Cleveland, OH, 1984.

Standard for Power Plant Heat Exchangers, Heat Exchanger Institute, Cleveland, OH, 1980.

Standard for Steam Surface Condensers, 8th ed., Heat Exchanger Institute, Cleveland, OH, 1984.

Standards of the Brazed Aluminium Plate-Fin Heat Exchanger Manufacturers' Association(ALPEMA), 2nd ed., AEA Technology, Didcot, Oxon, UK, 2000.

国际视野　科技前沿

一本为换热器设计
提供必要素材的专著

本书深入详细地阐述了两种流体换热器稳态运行时的热力设计和水力设计原理。全书的重点是为运用换热器设计基本原理解决工业用换热器所遇到的问题提供指导。

本书的关键内容涵盖了在复杂的工程设计分析中对四种类型的换热器（扩展表面式、板式、蓄热器和管壳式）进行设计和校核的详细步骤，包括针对求解传热和流动特性而进行的所有计算。本书还对如下问题提供了深刻见解：

- 回热器和蓄热器的热力和水力设计理论
- 表面的传热和流动摩擦的基本特征
- 换热器表面的几何属性
- 热力学分析和建模
- 流动分布不均以及封头的设计
- 结垢和腐蚀

本书还提供了一些实例，着重阐述了相关概念及其应用，是学生、科研人员以及工程师的有效工具。

Ramesh K.Shah博士，罗彻斯特理工学院研究教授，Delphi Harrion热系统和通用公司的前任高级研究员。曾出版过大量的与换热器相关的书籍、会议报告及学术论文。

Dušan P.Sekulić博士，肯塔基州立大学机械工程学院副教授，工程学院机器人和制造系统研究中心的高级研究员。曾撰写过大量研究和教育方面的论文，撰写过某些书籍的章节，发表过换热器及相关主题的学术文章。



WILEY
www.wiley.com



上架指导：工业技术／机械工程／机械设计



地址：北京市百万庄大街22号
电话服务
社服务中心：(010)88361066
销 售 一 部：(010)68326294
销 售 二 部：(010)88379649
读者服务部：(010)68993821

邮政编码：100037
网络服务
门户网：http://www.cmpbook.com
教材网：http://www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版

ISBN 978-7-111-28881-7
封面设计：鞠杨
定价：153.00元